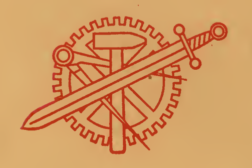
BETRIEBS-TECHNIK

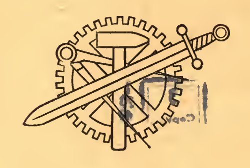


GRUNDLEHRGANG 3. TEIL

84. SAMMELBAND DER SCHRIFTENREIHE „SOLDATENBRIEFE ZUR BERUFSFÖRDERUNG“



BETRIEBS-TECHNIK



GRUNDLEHRGANG
3. TEIL

84. SAMMELBAND DER SCHRIFTENREIHE
„SOLDATENBRIEFE ZUR BERUFSFÖRDERUNG"



Im Auftrage des Oberkommandos der Wehrmacht
hergestellt durch den
Verlag Ferdinand Hirt, Breslau/Leipzig

Printed in Germany

Vorwort

Alle Lehrgänge der „Soldatenbriefe zur Berufsförderung" erscheinen infolge der großen Zustellungsschwierigkeiten nicht mehr als monatliche Doppelbriefe, sondern in Form der bisherigen Sammelbände als Tornisterschriften für alle Berufsgebiete. Hierdurch können besonders die zahlreichen Arbeitsgemeinschaften in der Truppe mit Arbeitsstoff für längere Zeit auf einmal versehen werden.

Die 16 ersten Sammelbände sind bereits Ende 1941 herausgegeben worden (siehe erste Spalte). Im Laufe des Winters 1942/43 erscheinen die in der zweiten Spalte aufgeführten Sammelbände.

Sammelbände:	1941	1942/43
Ausgabe A: Kaufmännische Lehrgänge		
Kaufmännischer Grundlehrgang	1. Teil	2. Teil
Kaufmännischer Aufbaulehrgang	1. Teil	2. Teil
Einzelhandel, Aufbaulehrgang	1. Teil	2. Teil
Außenhandelskaufmann, Aufbaulehrgang	—	1. u. 2. Teil
Bankkaufmann, Aufbaulehrgang	—	1.—3. Teil
Industriekaufmann, Aufbaulehrgang	—	1. Teil
Plakatschrift	—	ein Teil *
Ausgabe B: Lehrgänge für Handwerker und Ingenieure		
Bautechnik, Grundlehrgang	1. Teil	2. u. 3. Teil
Metallbearbeitung, Grundlehrgang	1. Teil	2. u. 3. Teil
Elektrotechnik, Grundlehrgang	1. Teil	2. u. 3. Teil
Kraftfahrtechnik, Grundlehrgang	1. Teil	2. u. 3. Teil
Betriebstechnik, Grundlehrgang	1. Teil	2. u. 3. Teil
Ingenieurschule, Aufbaulehrgang (Einführung)	1. Teil	2. u. 3. Teil
Bauschule, Aufbaulehrgang (Einführung)	1. Teil	2. u. 3. Teil
Hochbau und Tiefbau, Aufbaulehrgang	—	1. u. 2. Teil
Straßenbau, Vermessungswesen und Wasserwirtschaft, Aufbaulehrgang	—	1. u. 2. Teil *
Maschinenbau und Elektrotechnik, Aufbaulehrgang	—	1. u. 2. Teil
Weg zur Meisterprüfung	—	1.—3. Teil
Technische Tabellen	ein Teil *	—
Ausgabe C: Landwirtschaftliche Lehrgänge		
Landwirtschaftlicher Grundlehrgang	1. Teil	2. Teil
Landwirtschaftlicher Aufbaulehrgang	—	1. Teil
Der Kleingarten, Landwirtschaftlicher Sonderlehrgang	—	1. Teil
Kleintierzucht und -haltung, Landwirtschaftlicher Sonderlehrgang	—	ein Teil
Ausgabe D: Allgemeinbildende Lehrgänge		
Allgemeinbildender Grundlehrgang	1. Teil	2. Teil
Allgemeinbildender Aufbaulehrgang	1. Teil	2. Teil
Weg zur Reifeprüfung, Aufbaulehrgang	—	neun Teile
Deutsche Stenografie	—	1. u. 2. Teil *
Allgemeinbildende Sonderlehrgänge		
Der Westen, Der Norden, Der Osten	je 1. Teil	je 2. Teil
Der Südosten, Der Süden	—	je ein Teil
Ausgabe E: Lehrgänge für Beamte und Behördenangestellte		
Grundlehrgang für Beamte	—	1. u. 2. Teil
Ausgabe F: Lehrgänge für akademische und verwandte Berufe		
Der Rechtswahrer	—	1. u. 2. Teil

Die erweiterte 2. Auflage der **Fachbuchliste**, die als 55. Sammelband im Dezember 1942 in der Reihe der Sammelbände herausgekommen ist, benennt besonders geeignete Bücher für die Weiterbildung. Sie liegt in folgenden, auch einzeln zu beziehenden Teilen vor:

Teil 1: Kaufmann
Teil 2: Handwerk und Technik
Teil 3: Landwirtschaft und Gartenbau
Teil 4: Allgemeinbildung
Teil 5: Beamte und Behördenangestellte
Teil 6: Fachschul- und Hochschulberufe

Auf den 56. Sammelband **„Soldat und Beruf — Was kann ich durch die Berufsförderung der Wehrmacht praktisch erreichen?“** wird besonders hingewiesen. Er ist im Oktober 1942 an die Truppe verteilt worden und gibt eine Übersicht über Zweck und Zielsetzung der Berufsförderung der Wehrmacht, der einzelnen Lehrgänge sowie der Arbeitsgemeinschaften. Die Schrift benennt ferner die verschiedenen Möglichkeiten, sich auf Grund der Durcharbeitung der Soldatenbriefe auf eine Prüfung vorzubereiten und sie bei den zuständigen zivilen Stellen unter vereinfachten Bedingungen abzulegen (z. B. Meisterprüfung im Handwerk, Abschlußprüfung einer Höheren Landbauschule, Reifeprüfung, Vorbereitung auf den Besuch der Fachschulen der Wehrmacht, Aufnahmeprüfung für das 2. Semester einer Ingenieur- oder Bauschule).

Die Sammelbände werden auf dem Dienstwege an die Einheiten verteilt (die Ausgabe „Der Rechtswahrer“ wird durch die Justizbehörde bzw. die Berufsorganisationen ihren Mitgliedern durch die Post zugestellt). Darüber hinaus benötigte Stücke können — soweit vorrätig — für die Arbeitsgemeinschaften auf dem Dienstwege angefordert werden, und zwar nach dem Stande vom 1. Februar 1943:

für das Feldheer: bei den Außenstellen des Oberkommandos der Wehrmacht für Truppenbetreuung bzw. für die Einheiten in Norwegen, Finnland, Dänemark, in den Niederlanden, im Generalgouvernement und in den Reichskommissariaten Ostland und Ukraine bei der Abt. Ic der zuständigen Kommandostelle (Militärbefehlshaber, Wehrmachtbefehlshaber oder AOK.); für das Afrikakorps beim Deutschen General beim Hauptquartier der italienischen Wehrmacht, Rom;

für das Ersatzheer: bei den zuständigen Stellv. Gen.-Kdos.;

für die Kriegsmarine: beim Kdo. der Marinestation der Nordsee oder beim Kdo. der Marinestation der Ostsee (MVBl. 1942, S. 34, Nr. 30);

für die Luftwaffe: bei den zuständigen Luftgaukommandos.

Für einzelne Wehrmachtangehörige besteht nach wie vor die Möglichkeit, die Sammelbände durch die Frontbuchhandlungen zum Stückpreis von RM. 0,80 oder durch den Verlag Ferdinand Hirt, Leipzig C 1, Salomonstraße 15, gegen Voreinsendung von RM. 1,— je Band einschließlich Porto und Verpackung zu beziehen. Bei Bestellungen durch den Verlag ist bis zu je drei Bänden eine Zulassungsmarke einzusenden oder die Heimatanschrift anzugeben. Die mit * versehenen Bände sind Halbbände und kosten RM. 0,40 bzw. RM. 0,50. Zahlungen haben bei Bestellungen durch den Verlag Ferdinand Hirt ausschließlich auf Postscheckkonto Leipzig 9418 zu erfolgen.

Es wird ausdrücklich darauf hingewiesen, daß die Sammelbände nicht etwa ein **Lehrbuch** ersetzen sollen; sie erheben keinerlei Anspruch auf Vollständigkeit, sondern sind herausgegeben mit dem Ziel, den bei der Wehrmacht befindlichen Ingenieur oder Techniker über die in seinem Beruf in den letzten Jahren herausgekommenen neuen Verfahren, sei es hinsichtlich der Werkstoffe oder Konstruktionen, auf dem laufenden zu halten.

Inhaltsverzeichnis

Von den Maschinenteilen

Lösungen zu den Übungsaufgaben

Fachkunde[1]

Von den Kolbendampfmaschinen

Allgemeines

Die Wärmeenergie des im Dampfkessel erzeugten gespannten Dampfs wird in den Dampfkraftmaschinen in mechanische Arbeit umgewandelt. Wir unterscheiden Kolbendampfmaschinen, auch kurz Dampfmaschinen genannt, und Dampfturbinen. Wir befassen uns zunächst mit der Kolbendampfmaschine. Bei dieser erfolgt die Arbeitsleistung des Dampfes in einem Zylinder, in welchem der Dampf auf Grund seiner Spannung einen Kolben hin und her bewegt. Der Kolben ist gegen die Zylinderwandung durch federnde Ringe, die Kolbenringe, abgedichtet. Die geradlinige Bewegung des Kolbens setzt sich durch die Kolbenstange auf den Kreuzkopf fort und

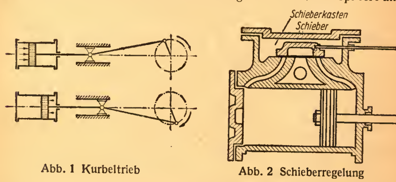


Abb. 1 Kurbeltrieb

Abb. 2 Schieberregelung

wird von hier durch die Pleuelstange und den Kurbeltrieb in eine drehende Bewegung umgewandelt (Abb. 1). Auf der Kurbelwelle befindet sich das Schwungrad, von dem die Arbeit gewöhnlich mittels Riemen oder Seilen abgenommen wird.

Bei der doppeltwirkenden Dampfmaschine strömt der Dampf abwechselnd von der linken und rechten Seite in den Zylinder. Um das zu erreichen, wird der Dampf aus der Dampfleitung zuerst in einen Schieberkasten geleitet (Abb. 2). Die Regelung des Eintritts des Frischdampfes und des Austritts des Abdampfes erfolgt durch Schieber oder Ventile.

Abb. 3 und 4 veranschaulichen die Wirkungsweise eines Schiebers, und zwar eines einfachen Muschelschiebers. Der Schieber wird durch eine Kurbel oder ein Exzenter mittels einer Stange hin und her bewegt. Der Exzenter ist eine auf der Achse des Schwungrades aufgekeilte Scheibe,

[1] Siehe auch „Technische Tabellen der Soldatenbriefe zur Berufsförderung, Ausgabe B", zu beziehen durch die Frontbuchhandlungen oder vom Verlag Ferd. Hirt, Leipzig C 1, Salomonstr. 15, zum Preise von RM. 0,30.

deren Mittelpunkt mit jenem der Achse nicht zusammenfällt; um diese läuft ein Ring, der durch ein Gestänge mit dem Schieber verbunden ist. Die drehende Bewegung des Exzenters oder der Schieberkurbel wird also hier in eine geradlinige Bewegung des Schiebers umgewandelt. Die Bewegung des Schiebers erfolgt von der laufenden Maschine selbsttätig, da der Exzenter auf der Kurbelwelle befestigt ist.

In Abb. 3 ist *A* der Kurbelkreis, *B* der Exzenterkreis, *C* der Schieber, *a* und *b* die beiden Einströmungskanäle und *c* die Auströmöffnung für

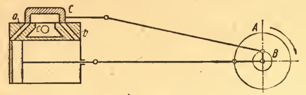


Abb. 3 Antrieb des Schiebers durch Exzenter

den Dampf. Der Kolben steht in der linken Totpunktlage. Der Exzenter oder die Kurbel des Schiebers steht senkrecht zur Kolbenkurbel, also in der Mitte zwischen den beiden Totpunkten. Die Schieberkurbel eilt bei dem in der Abbildung dargestellten Drehsinn der Kolbenkurbel um 90° voraus. Der Schieber hat in dieser Lage die beiden Kanäle *a* und *b* überdeckt und damit den Arbeitszylinder abgesperrt. Sobald nun der Kolben nach rechts läuft, ist auch der Exzenter weitergelaufen und bewegt den Schieber ebenfalls nach rechts. In dieser Stellung hat der Schieber eine große Geschwindigkeit, da sich der Exzenter mitten zwischen den beiden Totpunkten befindet. Der Kolben dagegen bewegt sich von seiner Totpunktlage aus zuerst nur ganz langsam fort. Die Kolbenkurbel, die sich gleichmäßig schnell dreht, muß also einen verhältnismäßig großen Winkel durchlaufen, ehe sich der Kolben ein größeres Stück nach rechts bewegt. Aus diesen Gründen öffnet der Schieber den Kanal *a* sehr schnell, und es kann frischer Dampf durch den Kanal *a* in den Zylinder einströmen. Der



Abb. 4 Schieber in Mittelstellung

Kanal *b* wird dabei gleichzeitig durch die innere Aussparung des Schiebers mit der Ausströmöffnung *c* in Verbindung gebracht. Dadurch wird der auf der rechten Seite des Kolbens befindliche Dampf durch den

Kanal *b* zur Ausströmöffnung *c* geleitet und durch den Kolben aus dem Zylinder hinausgetrieben.

Abb. 3 und 4 zeigen den Schieber in seiner Mittelstellung, während in Abb. 5 der Schieber außermittige Lagen hat. Abb. 5a zeigt die Kanäle *a* und *b* ganz geöffnet, wobei der linke Kanal *a* den Frischdampf ein-, der rechte Kanal *b* den Abdampf der andern Zylinderseite ausströmen läßt. In dieser Stellung hat der Kolben eine große Geschwindigkeit, während der Exzenter sich in seiner Totpunktlage befindet, der Schieber sich also in diesem Augenblick nicht bewegt. Erst nach Überwindung der Totpunktlage fängt der Schieber wieder an, sich langsam zu bewegen, und zwar in umgekehrter Richtung wie der Kolben. Durch diese Bewegung werden die Kanäle wieder geschlossen. Bis diese Schließung erreicht ist, strömt immer noch Dampf durch den Kanal *a* in den Zylinder und wirkt treibend auf den Kolben ein, drückt ihn also nach rechts. Der auf der anderen Kolbenseite befindliche Dampf wird ausgestoßen.

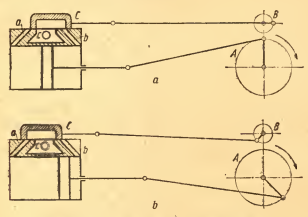


Abb. 5 Schieber in außermittiger Stellung

In der Kolbenstellung nach Abb. 4 hat die Kolbenkurbel den rechten Totpunkt erreicht. Der Kolben steht in seiner äußersten rechtsseitigen Lage. Die Schieberkurbel, die um 90° vorauseilt, steht so, daß alle Kanäle geschlossen sind. Beim Weiterlaufen der Maschine tritt der Dampf nun durch den Kanal *b* auf die rechte Seite des Kolbens, und das Spiel beginnt von neuem. Der Kolben bewegt sich dabei jedoch nach links. In der Stellung, wie sie Abb. 5b zeigt, hat die Kolbenkurbel den Totpunkt schon um ein Stück überschritten. Der Schieber gibt die Kanäle bereits zum Teil frei. Durch den Kanal *b* strömt Frischdampf in den Zylinder, und durch *a* strömt der Abdampf nach der Ausströmöffnung *c*.

Bei dem dargestellten Schieber handelt es sich um einen Volldruckschieber. Darunter versteht man einen Schieber, bei dem der Kolben

während seines ganzen Hubes Dampfeinströmung hat. Der Volldruckschieber ist gerade so bemessen, daß er in seiner Mittelstellung beide Kanäle überdeckt und daher abschließt. Er wird bei Dampfmaschinen nicht angewendet, da er die Ausdehnungsfähigkeit des Dampfes nicht ausnutzt; der Dampfverbrauch wäre daher unmäßig hoch. Bei der Kolbenmaschine darf die Einströmung des Dampfes nur einen Teil des Hubes andauern. Den Rest des Weges wird der Kolben durch die Expansionskraft des Dampfes bewegt. Bekommt der Kolben z. B. während 60% seines Hubes Frischdampf, so wird er die restlichen 40% des Kolbenweges durch die Expansionskraft des Dampfes getrieben. Man nennt das Verhältnis des Kolbenweges, auf dem der Kolben Frischdampf erhält, zu dem ganzen Hub die „Füllung" der Maschine. In dem obigen Beispiel wäre also die Füllung 60%. Bei Landdampfmaschinen beträgt die Füllung vielfach nur 10 bis 15%. Um eine kleinere Füllung als 100% zu erreichen, muß die äußere Schieberkante die Kanalkante früher abschließen. Daher wird der Schieber nach außen um ein Stück verlängert ausgeführt (Abb. 6). Man spricht in diesem Falle von der äußeren Überdeckung des Schiebers. Beim Hubwechsel würde der hochgespannte Frischdampf mit Stoß in den Zylinder strömen, da dieser mit entspanntem Dampf angefüllt ist. Man sperrt deswegen die Ausströmöffnung vorzeitig ab, so daß ein Teil des entspannten Dampfes im Zylinder bleibt und bis auf den Druck des Frischdampfes verdichtet wird. Das vorzeitige Schließen der Ausströmöffnung wird durch eine Verlängerung des Schieberlappens nach innen bewirkt. Diese Verlängerung nach innen nennt man die innere Überdeckung. Der Dampf wird dadurch von dem Kolben auf dem letzten Teil des Kolbenweges verdichtet und wirkt wie ein elastisches Polster.

Abb. 6 Muschelschieber

Dem Schwungrad fällt die Aufgabe zu, der Maschine über die Totpunktlagen hinwegzuhelfen. Denn in diesen übt der Dampfdruck keine Drehung auf die Kurbel aus, sondern lediglich einen Druck (oder Zug), da Kolbenstange, Pleuelstange und Kurbel in eine Linie fallen. Das Schwungrad dreht sich vermöge seiner Trägheit weiter und greift so in den Augenblicken ein, in denen der Dampf allein unwirksam wäre. Daneben wird durch das Schwungrad die Ungleichmäßigkeit des Ganges der Maschine auf ein Mindestmaß herabgesetzt. Bei Maschinen mit mehreren gegeneinander versetzten Kurbeln braucht man ein kleineres Schwungrad als bei einer einkurbeligen Maschine.

Nach der Anzahl ihrer Zylinder unterscheidet man ein- und mehrzylindrige Dampfmaschinen. Einzylindrige Maschinen haben den Nachteil, daß sie nicht in jeder Lage anspringen. Treibt man die Welle durch 2 um 90° oder 3 um 120° versetzte Kurbeln an, wie es bei den Mehrzylindermaschinen der Fall ist, so springt die Maschine in jeder Lage an und wird

gleichmäßiger gedreht. Sind die nebeneinanderliegenden 2 oder 3 Zylinder gleich, werden also alle Zylinder mit Frischdampf gespeist, so hat man Zwillings- oder Drillingsanordnung (Abb. 7).

Ferner unterscheidet man einstufige und mehrstufige Dampfmaschinen. Die mehrstufigen Maschinen heißen

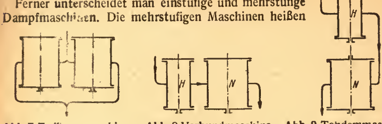


Abb. 7 Zwillingsmaschine Abb. 8 Verbundmaschine Abb. 9 Tandemmaschine

Verbundmaschinen. Mäßige Dampfdrücke werden in einem Zylinder ausgenutzt. Bei hohen Drücken ist es aber zweckmäßig, den Dampf erst in einem kleinen Hochdruckzylinder auf einen Zwischendruck zu entspannen und dann den aus dem Hochdruckzylinder abströmenden Dampf in einem größeren Niederdruckzylinder weiter auszunutzen. Liegen beide Zylinder nebeneinander, so sprechen wir von einer zweikurbeligen Verbundmaschine (Abb. 8). Liegen sie hintereinander, so haben wir eine Tandemverbundmaschine vor uns (Tandemanordnung = Reihenanordnung) (Abb. 9).

Abb. 10 stellt eine dreikurbelige, Abb. 11 eine zweikurbelige Dreifachexpansionsmaschine dar. Zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder ist noch ein Mitteldruckzylinder angeordnet. Die in Abb. 11 dargestellte Maschine hat geteilte Niederdruckzylinder. Abb. 12 zeigt die Anordnung der Zylinder einer Zwillingsverbundmaschine.



Abb. 10 Dreikurbelige Dreifachexpansionsmaschine

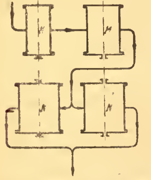


Abb. 11 Zweikurbelige Dreifachexpansionsmaschine

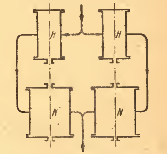


Abb. 12 Zwillingsverbundmaschine

Nach der Art des Dampfabganges aus der Maschine unterscheidet man ferner Auspuffmaschinen und Kondensationsmaschinen. Bei den Auspuffmaschinen wird der aus dem Zylinder abgehende Dampf ins Freie ausgestoßen. Sein Druck beträgt dabei etwa 1,1 ata. Bei den Kondensationsmaschinen wird der abgehende Dampf in ein Kühlgefäß, den Kondensator, geleitet und durch eingespritztes Wasser gekühlt. Der Dampf verflüssigt sich dabei und gibt seine Wärme an das Kühlwasser ab. Bei der Kondensation sinkt der Gegendruck im Zylinder weit unter Atmosphärendruck. Wegen dieses geringeren Gegendruckes auf der jeweils nicht arbeitenden Kolbenseite wird unter sonst gleichen Verhältnissen die Leistung der Maschine größer. Daher sind Kondensationsmaschinen immer da vorzuziehen, wo Kühlwasser in genügender Menge zur Verfügung steht.

Dampfdiagramm und Indikator

Bei der Kolbendampfmaschine dauert die Einströmung des Frischdampfes nur während eines Teiles des Kolbenhubes an. Den Rest des Weges wird der Kolben durch die Ausdehnung des Dampfes, die Expansion, weitergetrieben. Die geringere Füllung und damit die bessere Ausnutzung des Dampfes durch die Expansion wird dadurch erreicht, daß man dem Schieber eine äußere Überdeckung *e* gibt (Abb.6). Würden wir nun den Schieber mit einem Voreilwinkel von 90° laufen lassen, dann würde der Kolben sich erst ein ganzes Stück vom Totpunkt entfernen müssen, ehe Einströmungs- und Ausströmungskanal für den einströmenden bzw. auströmenden Dampf freigegeben würden.

Abb. 13 zeigt den Kolben in der linken Totpunktlage und den Schieber in seiner mittleren Stellung. Aus der Abbildung ergibt sich, daß der

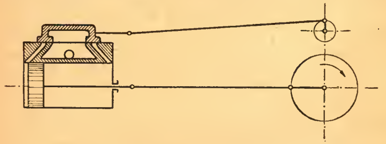


Abb. 13 Schieberstellung bei einer Voreilung von 90°

Schieber den Einströmungskanal erst öffnen würde, nachdem der Exzenter und der Kolben mit ihrer Bewegung weiter fortgeschritten sein würden. Der Zylinder würde also nicht schon im Totpunkt, sondern erst später Dampf erhalten. Will man erreichen, daß der Schieber schon in der Totlage des Kolbens den Einströmungskanal freigibt, so muß der Exzenter

der Kolbenkurbel um mehr als 90° vorauseilen, wie in Abb. 14 dargestellt ist.

Den über 90° hinausgehenden Teil des Voreilwinkels bezeichnet man mit δ (griechischer Buchstabe für *d*, sprich delta). Der Voreilwinkel beträgt also $90° + \delta$. Der Winkel δ ist abhängig von der Größe der Überdeckung des Schiebers.

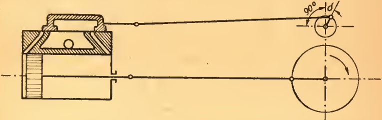


Abb. 14 Schieberstellung bei einer Voreilung von $90° + \delta$



Abb. 15 Schieberstellung kurz vor Beendigung der Füllung

In der in Abb. 15 dargestellten Stellung bewegt sich der Kolben noch nach rechts, während der Schieber bereits wieder nach links geht. Der Einströmungskanal steht bei dieser Schieberstellung kurz vor der Absperrung. Somit ist die Füllung gleich beendet. Nach der Absperrung des Frischdampfes wird der Kolben lediglich durch die Expansion des Dampfes weiterbewegt. Dabei nimmt der Dampfdruck im Zylinder mehr und mehr ab.

Tragen wir nun den Druckverlauf des Dampfes im Zylinder während eines Arbeitsspieles über einer waagerechten Linie, der atmosphärischen Linie, auf, so erhalten wir das sogenannte Dampfdiagramm, das einen geschlossenen Linienzug bildet (Abb. 16).

Die absolute Nullinie liegt um den atmosphärischen Druck b unterhalb der atmosphärischen Linie. Die Entfernung eines jeden Punktes dieses Linienzuges von der atmosphärischen Linie stellt den Druck dar, der bei der jeweiligen Kolbenstellung im Zylinder herrscht. In Abb. 16 ist

für vier verschiedene Kolbenstellungen der jeweilige Überdruck $p_{ü}$ eingetragen. Dieses Dampfdiagramm gibt uns einen Einblick in die Vorgänge im Innern des Zylinders. Einer arbeitenden Maschine wird es im Betriebe mit Hilfe des Indikators abgenommen. Man kann aus ihm erkennen, ob die Steuerung in Ordnung ist. Ferner läßt sich durch das Diagramm der mittlere Druck im Zylinder bestimmen. Mit diesem kann man in Verbindung mit den Abmessungen und der Drehzahl der Maschine die „indizierte" Leistung berechnen.

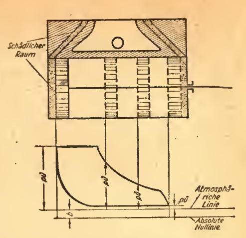


Abb. 16 Dampfdiagramm

Bei dem Diagramm ist noch folgendes zu beachten: Befindet sich der Kolben in der Totlage, so muß zwischen Kolben und Zylinderdeckel noch ein gewisser Spielraum vorhanden sein, damit ein Anstoßen des Kolbens an den Deckel vermieden wird. Ferner liegt die Absperrvorrichtung (Schieber oder Ventil), durch die der Dampf in den Zylinder gelangt oder wieder aus ihm herausgeleitet wird, immer in einem gewissen Abstand vom Zylinder entfernt. Dadurch entsteht zwischen beiden ein mehr oder weniger langer Zuleitungskanal. Diese so gebildeten Räume stehen mit dem Hubraum (= Kolbenfläche mal Hub) des Kolbens stets in Verbindung (siehe Abb. 16). Der in ihnen befindliche Dampf nimmt daher an allen Zustandsänderungen des Dampfes teil. Dieser Raum heißt der schädliche Raum. Seine Größe wird in Prozenten des Hubraumes angegeben. Nach der Art der Steuerung, der Größe der Zylinder und der Drehzahl der Maschine schwankt die Größe des schädlichen Raumes etwa zwischen 2 und 15% des Hubraumes.

Betrachten wir nun die Arbeitsweise der Dampfmaschine an Hand des Diagramms (Abb. 17). Bei der Stellung des Kolbens in der linken Totlage (Stellung *0*) ist der Schieber bereits geöffnet und daher der schädliche Raum mit Dampf von voller Spannung gefüllt. Bewegt sich der Kolben nach rechts, so strömt so lange Frischdampf durch den Einströmungskanal in den Zylinder nach, bis die Füllung beendet ist, der Schieber also den Dampf abgesperrt hat (Stellung *1*). Der Druck bleibt also bis dahin gleich hoch, was im Diagramm dadurch zum Ausdruck

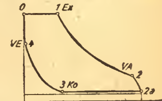


Abb. 17 Wichtige Punkte des Dampfdiagramms

kommt, daß alle Punkte der Linie *0—1* gleichen Abstand von der atmosphärischen Linie haben. Der eingeschlossene Dampf dehnt sich nun infolge seiner Spannung aus, wobei er den Kolben nach rechts vor sich her schiebt. Dabei sinkt sein Druck immer mehr. Wir erkennen das im Diagramm an dem Abfallen der Drucklinie; die Entfernungen von der waagerechten Linie werden kleiner. Kurz bevor die rechte Totpunktlage erreicht ist, gibt der Schieber durch die innere Kante den Auslaßkanal frei. Die Öffnung erfolgt schon vor der Totpunktlage, damit der Abdampf mit einem geringeren Druck hinausgeschoben wird. Man spricht daher von der Vorausströmung (Stellung *2*). Mit Beginn der Vorausströmung strömt der Abdampf durch das Innere des Schiebers nach der Abdampfleitung. Während des Rückganges des Kolbens (Bewegung nach links) wird der Dampf durch den Kolben aus dem Zylinder ausgestoßen. Schon eine Weile vor dem Hubende schließt der Schieber den Ausströmungskanal wieder ab (Stellung *3*); das hat zur Folge, daß der sich noch im Zylinder befindliche Dampf durch den Kolben, der sich nach links bewegt, verdichtet oder komprimiert wird. Der Druck des Dampfes steigt dabei wieder an. Kurz vor Hubende (Stellung *4*) öffnet der Schieber den Einströmungskanal und läßt Frischdampf in den Zylinder. Die Öffnung des Kanals erfolgt hier schon vor der Totpunktstellung, damit zu Beginn des neuen Hubes der Dampf gleich mit vollem Druck wirksam werden kann. Entsprechend der Vorausströmung spricht man hier von der Voreinströmung. Bei der Stellung *0* ist daher infolge der Voreinströmung der schädliche Raum bereits mit Dampf von voller Spannung angefüllt. Auf der anderen Kolbenseite vollzieht sich dasselbe Spiel. Das zu dieser Seite gehörige Diagramm ist das Spiegelbild zu dem eben besprochenen.

Bei einem Arbeitsspiel der Maschine folgen also aufeinander:

Füllung (*0—1*), Expansion (*1—2*), Vorausströmung (*2—2*a), Ausströmung (*2*a—*3*), Kompression (*3—4*), Voreinströmung (*4—0*). Den Beginn der durch die Schieberkanten festgelegten Dampfverteilungsperioden bezeichnet man gewöhnlich mit:

Ex = Expansion (*1*)
VA = Vorausströmung (*2*)
Ko = Kompression (*3*)
VE = Voreinströmung (*4*)

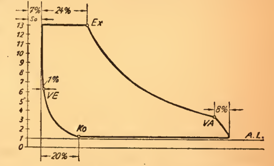


Abb. 18 Dampfdiagramm für Auspuffmaschine

Diese vier Dampfverteilungsperioden werden in Prozenten des Kolbenweges angegeben, den dieser entweder von der Totlage aus bis zu den betreffenden Stellungen zurücklegt, oder von diesen Stellungen aus bis zu den Totpunkten noch zu-

rückzulegen hat. Man sagt also z. B.: Die Maschine, deren Diagramm in Abb. 18 dargestellt ist, hat 24% Füllung, 8% Vorausströmung, 20% Kompression und 1% Voreinströmung.

Der Druck des ausströmenden Dampfes liegt bei Auspuffmaschinen über der atmosphärischen Linie, bei Kondensationsmaschinen unterhalb derselben (Abb. 19).

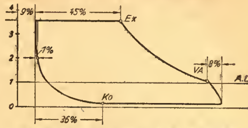


Abb. 19 Dampfdiagramm für Kondensationsmaschine

Die Länge des Diagramms entspricht dem Kolbenhub. Den schädlichen Raum denken wir uns ersetzt durch einen Zylinder mit der Grundfläche der Kolbenfläche. Daraus ergibt sich dann seine Höhe s_0, die in Abb. 18 mit 7% und in Abb. 19 mit 9% angegeben ist. Der schädliche Raum wird, wie in Abb. 18 und 19 dargestellt, an das Diagramm angesetzt.

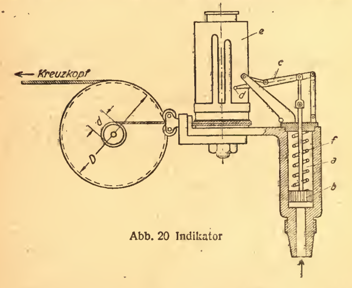


Abb. 20 Indikator

Ein Indikator, der zum Aufzeichnen des Diagramms einer arbeitenden Maschine dient, ist in Abb. 20 dargestellt. Er besteht aus einem kleinen Zylinder *a*, in dem sauber eingeschliffen ein Kolben *b* spielt und durch Vermittlung eines Hebelwerkes *c* einen Schreibstift *d* betätigt. Der Schreibstift *d* bewegt sich auf dem Mantel einer mit Papier bespannten Trommel *e*. Diese wird durch eine um eine Schnurscheibe gewickelte Schnur um ihre

Achse vor- und rückwärts gedreht. Dabei bewirkt eine Feder *f*, die sich im Innern der Trommel befindet, die Rückdrehung.

Wird der Indikator mit dem Zylinder einer Kolbendampfmaschine in Verbindung gebracht, so wirkt der in der Maschine arbeitende Dampf von unten auf den Indikatorkolben ein. Dieser ist oben durch die Feder *f* belastet. Dadurch setzt er einmal dem von unten wirkenden Dampfdruck einen Widerstand entgegen und nimmt zum andern nach Entlastung stets seine ursprüngliche Stellung wieder ein. Durch den Dampfdruck erfährt er daher eine auf und nieder gehende Bewegung, die den jeweils im Dampfzylinder herrschenden Drücken entspricht. Die Bewegungen des Indikatorkolbens werden durch die Hebelübersetzung in mehrfacher Vergrößerung auf den Schreibstift übertragen. Auf der sich drehenden Papiertrommel entsteht das Diagramm. Dieses ist also das Ergebnis zweier Bewegungen: einer waagerechten Bewegung des Papierblattes in genauer Übereinstimmung mit der Bewegung des Maschinenkolbens und einer senkrechten des Schreibstiftes, entsprechend den im Maschinenzylinder auftretenden Dampfdrücken. Die Länge des Diagramms entspricht dem Hub der Maschine in verkleinertem Maßstabe und die Länge seiner Höhen dem jeweiligen Dampfdruck in den entsprechenden Punkten des Kolbenweges. Die Formen des Diagramms sind abhängig von der Art und Dauer des Dampfein- und -austritts; sie können bei den verschiedenen Maschinen, und auch bei ein und derselben Maschine, unter verschiedenen Verhältnissen in bezug auf Füllung, Vorausströmung, Kompression und Voreintritt mannigfacher Natur sein.

Zwischen Dampfzylinder und Indikator ist ein Dreiwegehahn eingebaut. Durch diesen kann der Indikatorzylinder entweder mit der Außenluft oder mit dem Dampfzylinder in Verbindung gebracht werden.

Da der Hub der Indikatortrommel im Verhältnis zum Kolbenhub der Maschine sehr klein ist, so schaltet man zwischen dem Kolben der Maschine (Kreuzkopf) und der Indikatortrommel eine Übersetzung, einen Hubverminderer ein (Abb. 20). Dieser besteht aus zwei Rollen mit verschiedenen Durchmessern, die auf einer gemeinsamen Achse sitzen. Die große Rolle mit dem Durchmesser D wird mittels einer Schnur vom Kreuzkopf angetrieben, während die kleine Rolle mit dem Durchmesser d die Bewegung in starker Verkleinerung, entsprechend dem Verhältnis $D:d$, an die Trommel weitergibt. Für verschiedene Übersetzungen ist einem jeden Hubverminderer ein Satz verschiedener Rollen beigegeben. Der Durchmesser der großen Rolle ist so gewählt, daß diese für die üblichen Kolbenhübe genügt. Das gewünschte Übersetzungsverhältnis auf die Indikatortrommel wird durch die Wahl entsprechend kleinerer Rollen erreicht.

Die Maschine habe z. B. einen Hub von $s = 1200$ mm; der Hub der Indikatortrommel beträgt 75 mm. Der Durchmesser der großen Rolle sei mit 120 mm angegeben. Dann muß sein:

$$75 : 1200 = d : 120$$

Daraus folgt $d = \frac{75 \cdot 120}{1200} = 7{,}5$ mm für die kleine Rolle.

Neben diesem Rollenhubverminderer verwendet man auch Hebelhubverminderer, die an häufig zu indizierenden Maschinen fest angeordnet sind und die die Verkürzung des Hubes der Trommel durch einen ungleicharmigen Hebel erreichen.

Vor Benutzung des Indikators ist die für den im Zylinder herrschenden Dampfdruck passende Feder einzusetzen. Auf jeder Feder ist der Maßstab und der höchste Druck, für den sie benutzt werden darf, vermerkt. Stehen z. B. auf einer Feder die Angaben 5 mm und 12 kg, so heißt das: Bei einem Druckunterschied von 1 at hebt oder senkt sich der Schreibstift um 5 mm (bei 8 at also um 40 mm), und die Feder darf nur bis zu 12 at Druck benutzt werden. Eine zu starke Feder ergibt naturgemäß ein niedriges Diagramm, da ihre Anschläge bei einem bestimmten Druck geringer sind als bei einer schwächeren. Ein zu niedriges Diagramm aber gestattet ein Ausmessen und ein deutliches Erkennen der Dampfwirkung nur mangelhaft. Bei einer zu schwachen Feder kann es dagegen vorkommen, daß diese zu stark zusammengedrückt wird. Durch eine solche übermäßige Zusammenpressung muß aber die Feder leiden, sie zeigt also nicht mehr genau an, und man erhält ein unrichtiges Diagramm. Ferner haben schwache Federn den Nachteil, daß sie bei raschlaufenden Maschinen von den bewegten Massen des Kolbens, der Hebel usw. mehr oder weniger stark beeinflußt werden. Es treten Schwingungen des Kolbens auf.

Das Aufnehmen eines Indikatordiagramms erfolgt nun auf folgende Weise: Vor dem Aufsetzen des Indikators sind die Rohrleitung und der Hahn mit Dampf aus dem Zylinder gut durchzublasen, um das Eindringen von Schmutz und Öl in den Indikator zu vermeiden. Nach Aufschrauben des Indikators öffnet man den Dampfhahn, läßt den Kolben sich eine Zeitlang bewegen, damit alle dampfführenden Teile gut angewärmt werden, und stellt unterdessen die richtige Schnurlänge her. Hierzu empfiehlt es sich, in die Schnurleitung einen Schnurspanner einzuschalten. Alsdann legt man ein Stück Indikatorpapier um die Papiertrommel, stellt den Indikatorhahn so, daß der Indikatorzylinder mit der äußeren Luft in Verbindung steht, und bewegt die Papiertrommel entweder durch Ziehen an der Schnur, oder man läßt sie von der Maschine bewegen. Dabei drückt man den Schreibstift an die Papiertrommel. Man erhält so eine gerade waagerechte Linie, die atmosphärische Linie. Hierauf stellt man den Indikatorhahn um, so daß Dampf von einer Zylinderseite unter den Indikatorkolben treten kann, drückt den Schreibstift gegen das Papier der Trommel und erhält so das Diagramm der betreffenden Zylinderseite. Zweckmäßigerweise drückt man den Schreibstift in dem Augenblick gegen das Papier, in welchem er in die Höhe schnellt, und hebt ihn wieder ab, wenn er zum zweiten Male aufsteigt. Man erhält erst brauchbare Diagramme, wenn die Maschine längere Zeit im Betrieb ist und die Zylinder gut durchgewärmt sind. Bei mehrzylindrigen Maschinen müssen

so viele Indikatoren wie Kolbenseiten vorhanden sein und alle gleichzeitig bedient werden.

Auf jedem Diagrammpapier vermerkt man:

1) die Zylinderseite, von der das Diagramm genommen wurde (Deckel- oder Kurbelseite),
2) den Dampfdruck,
3) das Vakuum (bei Kondensationsmaschinen),
4) den Barometerstand,
5) die Füllung des Zylinders,
6) die Anzahl der Maschinenumdrehungen,
7) den Maßstab der verwendeten Feder,
8) die Zeit der Diagrammabnahme mit Datum und laufender Nummer der Messung.

Zur Berechnung der Leistung ist es noch erforderlich, Zylinderdurchmesser, Hub, Kolbenstangendurchmesser und Drehzahl der Maschine zu vermerken.

Der Indikator ist ein Präzisionsinstrument und daher mit peinlichster Sorgfalt zu behandeln und zu pflegen. Nach dem Gebrauch sind das im Innern zurückgebliebene Wasser und der etwa aus der Maschine mitgerissene Schmutz gründlich zu entfernen. Die einzelnen Indikatorteile sind in einem Benzinbad oder mit einer reinen staubfreien Leinwand zu reinigen und dann mit Knochenöl einzureiben, um ein Rosten zu verhindern. Unter allen Umständen ist daran zu denken, daß man nur mit einem sorgfältig instandgehaltenen Indikator und durch sachgemäße Behandlung des Instruments im Gebrauch gute und richtige Diagramme erhalten kann.

Inhalt der Diagrammfläche und Berechnung des mittleren Druckes

In dem Indikatordiagramm einer Dampfmaschine sind über dem als Waagerechte gezeichneten Kolbenweg s die zu den jeweiligen Kolbenstellungen gehörenden Dampfdrücke p aufgetragen (Abb. 21). Da p der auf 1 cm² wirkende Druck (kg/cm²) ist, so ist die gesamte auf den Kolben wirkende Kraft $P = F \cdot p$ kg (F = Kolbenfläche in cm²). Nun ist die Arbeit, die auf einer Kolbenseite während einer Umdrehung geleistet wird,

$$A = P \cdot s \text{ [kgm]}.$$

Da $P = F \cdot p$ ist und daher aus dem Zylinderdurchmesser und

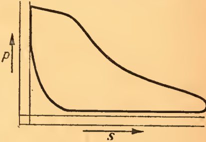


Abb. 21 Dampfdiagramm als Druck-Weg-Diagramm

dem Dampfdruck errechnet werden kann, so ist die Arbeit der Maschine auf einer Kolbenseite bei einer Umdrehung:

$$A = F \cdot p \cdot s \text{ [kgm]}$$

Macht die Maschine in einer Minute n Umdrehungen, so beträgt die minutliche Arbeit auf einer Kolbenseite n-mal soviel, also

$$A = F \cdot p \cdot s \cdot n \text{ [kgm]}.$$

Die in einer Sekunde verrichtete Arbeit oder die Leistung ist demzufolge

$$N = \frac{F \cdot p \cdot s \cdot n}{60} \text{ [kgm/s]}$$

oder in PS ausgedrückt[1]:

$$N = \frac{F \cdot p \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [PS] (für jede Kolbenseite)}$$

Will man die Leistung in kW ausdrücken, so hat man statt durch 75 durch 102 zu teilen[2].

Nun ändert sich während des Hubes der Druck p dauernd. Wir müssen daher zunächst den mittleren Druck aus dem Diagramm ermitteln. Diesen mittleren Druck bezeichnen wir mit p_m. Es leuchtet ohne weiteres ein, daß dieselbe Arbeit geleistet wird, wenn während des ganzen Hubes der gleichbleibende mittlere Druck p_m auf den Kolben einwirkt, als wenn der zunächst hohe Dampfdruck sich nach und nach verringert. Denkt man sich die Diagrammfläche in ein Rechteck von gleich großem Flächeninhalt verwandelt, dessen Grundlinie gleich der Diagrammlänge l ist, so hat dies die mittlere Höhe h (Abb. 22).

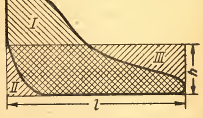


Abb. 22 Mittlerer Druck eines Dampfdiagramms

Die oben abgeschnittene Fläche I ist gleich der Summe der unten angesetzten Flächen II und III.

Der Inhalt der Diagrammfläche wird am einfachsten bestimmt mit Hilfe eines Planimeters. Mit diesem Meßinstrument kann man die Größe von unregelmäßigen Flächen, in unserem Falle den Flächeninhalt der Indikatordiagramme, durch mechanisches Umfahren ihrer Umrisse ermitteln. In Abb. 23 ist ein solches Planimeter dargestellt. Es besteht aus dem Fahrarm mit dem Fahrstift F, dem Polarm mit dem Polstift P und dem Zählwerk Z mit der Meßrolle M und dem Nonius N. Beim Gebrauch des Planimeters legt man den Pol P fest und setzt den Fahrstift F an einem beliebigen Punkt kräftig ein, so daß dieser Anfangspunkt genau markiert wird. Alsdann liest man die

[1] 1 PS = 75 kgm/s = 0,736 kW.

[2] 1 kW = 102 kgm/s = 1,36 PS.

Anfangsstellung ab und umfährt das Diagramm mit dem Fahrstift, bis man genau wieder zu dem markierten Ausgangspunkt zurückkehrt. Darauf liest man die Endstellung des Planimeters ab. Durch die Abwälzung der Meßrolle *M* wird der Flächeninhalt des umfahrenen Diagramms bestimmt, und zwar durch den Unterschied der beiden Ablesungen. Die Ablesung erfolgt auf 4 Ziffern. Man liest ab:

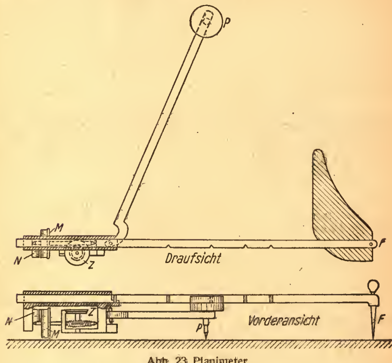


Abb. 23 Planimeter

a) die erste Stelle auf der Zählscheibe *Z*, die die vollen Umdrehungen der Meßrolle angibt,

b) die 2. und 3. Stelle auf dem Meßrollenumfang,

c) die 4. Stelle auf dem Nonius.

Der Maßstab, in dem man die Diagrammfläche erhält, richtet sich nach der Länge des Fahrarmes. Die Bezeichnung 0,1 cm² auf dem Fahrarm des Planimeters z. B. besagt, daß für die zu ermittelnde Fläche bei dieser Fahrarmeinstellung die Ablesung mit 0,1 malzunehmen ist. Auf dem in Abb. 24 wiedergegebenen Planimeter erkennt man als Ablesung die Zahl 4191.

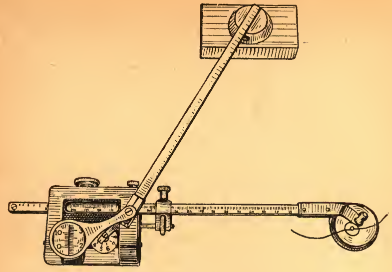


Abb. 24 Planimeter in Ansicht

Beispiel: Beim Umfahren einer Fläche wird bei einer Einstellung des Fahrarmes auf 0,1 cm² abgelesen:

Vor dem Umfahren	6384
Nach dem Umfahren	6539
Der Unterschied beträgt	155

Somit erhält man als Inhalt der Fläche $155 \cdot 0{,}1 = 15{,}5\ cm^2$. Die mittlere Diagrammhöhe erhält man dann dadurch, daß man die Diagrammfläche durch die Diagrammlänge l teilt. Es ist mittlere Höhe $h = \frac{F}{l}$.

Hat man ein Planimeter nicht zur Verfügung, so kann man den Flächeninhalt und die mittlere Höhe auch mit Hilfe der Trapezregel und anderer mathematischer Formeln bestimmen. Diese Verfahren haben jedoch den Nachteil, daß sie ungenau oder umständlich sind. Im folgenden soll das Verfahren nach der Trapezregel besprochen werden.

Wie in Abb. 25 dargestellt, zieht man in gleichen Abständen $\frac{l}{10}$ die Senkrechten (Ordinaten) h_1 bis h_9 und in $\frac{1}{4}$ dieses Abstandes vom Anfang und Ende des Diagramms die Ordinaten h_0 und h_{10}. Jede dieser Strecken wird als mittlere Breite eines Trapezes aufgefaßt, dessen Höhe $\frac{l}{10}$ bzw. für die beiden äußeren Trapeze $\frac{l}{20}$ ist (Abb. 26 zeigt die Trapeze). Die Summe dieser Trapeze ist somit gleich dem Flächeninhalt des Diagramms.

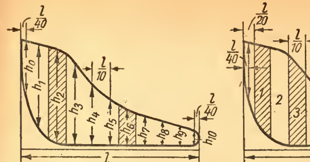


Abb. 25 Einteilung einer Fläche für den Gebrauch der Trapezregel

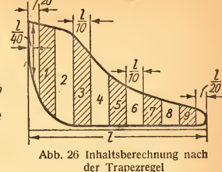


Abb. 26 Inhaltsberechnung nach der Trapezregel

Der Inhalt eines Tapezes ist gleich mittlere Breite mal Höhe. Für die Breiten h_1 bis h_9 gilt also $F_1 = h_1 \cdot \frac{l}{10}$; $F_2 = h_2 \cdot \frac{l}{10}$; $F_3 = h_3 \cdot \frac{l}{10}$ usw. Für die beiden äußeren Flächen ist $F_0 = h_0 \cdot \frac{l}{20}$ und $F_{10} = h_{10} \cdot \frac{l}{20}$. Somit ist der Gesamtinhalt:

$$F = h_0 \cdot \frac{l}{20} + h_{10} \cdot \frac{l}{20} + h_1 \cdot \frac{l}{10} + h_2 \cdot \frac{l}{10} + h_3 \cdot \frac{l}{10} + \cdots + h_9 \cdot \frac{l}{10}$$

$$= \frac{l}{20} \cdot (h_0 + h_{10}) + \frac{l}{10} (h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + \cdots + h_9)$$

$$= \frac{l}{10} \left(\frac{h_0}{2} + \frac{h_{10}}{2} \right) + \frac{l}{10} (h_1 + h_2 + h_3 + \cdots + h_9)$$

$$= \frac{l}{10} \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)$$

Ist h die mittlere Höhe, so ist die Diagrammfläche F auch gleich $h \cdot l$, daraus folgt:

$$h = \frac{F}{l}, \text{ also:}$$

$$h = \frac{\frac{l}{10} \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + \cdots + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)}{l}$$

oder

$$\boldsymbol{h = \frac{1}{10} \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)}$$

Aus der so bestimmten mittleren Höhe des Diagramms berechnet man den mittleren Druck p_m wie folgt: Der Federmaßstab oder Druckmaßstab gibt an, wieviel mm Höhe dem Druck von 1 at = 1 kg/cm² entsprechen.

Ist also der Federmaßstab z. B. $f = 3 \frac{\text{mm}}{\text{at}}$ und beträgt die mittlere Höhe 13,5 mm, so ist der mittlere Druck $p_m = \frac{13,5}{3} = 4,5$ kg/cm², allgemein ist also $\boxed{p_m = \frac{h}{f}}$ und, da $h = \frac{F}{l}$ ist, kann man auch schreiben:

$$\boxed{p_m = \frac{F}{l \cdot f}} \text{ kg/cm}^2$$

In diesen beiden Formeln sind F in mm², h und l in mm einzusetzen.

Beispiel: Wie groß ist der mittlere Druck des Diagramms in Abb. 27, wenn der Federmaßstab $f = 3$ beträgt? Die Höhen h_0 bis h_{10} seien in mm ausgemessen zu:

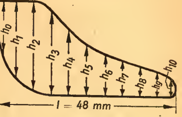


Abb. 27 Dampfdiagramm zum Beispiel

$h_0 = 16$; $h_1 = 21,5$; $h_2 = 24,5$; $h_3 = 22,5$; $h_4 = 17,5$; $h_5 = 14,0$; $h_6 = 11,5$; $h_7 = 10,0$; $h_8 = 8,5$; $h_9 = 7$; $h_{10} = 4,5$ mm

Die Diagrammlänge beträgt $l = 48$ mm

Rechnungsgang: Die mittlere Höhe ergibt sich aus der oben abgeleiteten Gleichung:

$$h = \frac{1}{10}\left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9 + \frac{h_{10}}{2}\right)$$

Daraus errechnet man den mittleren Druck aus der Beziehung $p_m = \frac{h}{f}$; h ist vorher errechnet, und f ist bekannt.

Lösung: Mittlere Höhe:

$h = 0,1\ (8 + 21,5 + 24,5 + 22,5 + 17,5 + 14,0 + 11,5 + 10,0 + 8,5 + 7 + 2,25)$
$= 0,1 \cdot 147,25 = 14,725$ mm

$$p_m = \frac{h}{f} = \frac{14,725}{3} = 4,908 \text{ kg/cm}^2 \approx 4,9 \text{ kg/cm}^2$$

Der mittlere Druck beträgt $\underline{\underline{p_m = 4,9 \text{ kg/cm}^2}}$.

Berechnung der indizierten Leistung

Um die indizierte Leistung berechnen zu können, müssen noch der Zylinderdurchmesser D, der Kolbenstangendurchmesser d, der Hub s und die minutliche Drehzahl n bekannt sein. Die indizierte Leistung wird für Deckelseite und Kurbelseite getrennt berechnet, da bei nicht durchgehender Kolbenstange auf der Kurbelseite die wirksame Kolbenfläche um den Querschnitt der Kolbenstange kleiner ist als auf der Deckelseite und der mittlere Druck auf beiden Seiten nicht genau gleich ist.

Für die Deckelseite wird demnach:

$$\boxed{N_{iD} = \frac{F_D \cdot p_{mD} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [PS]}}$$

und für die Kurbelseite entsprechend:

$$\boxed{N_{iK} = \frac{F_K \cdot p_{mK} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [PS]}}$$

Zur Vereinfachung der Rechnung kann man die unveränderlichen Größen zusammenfassen und ausrechnen. Dieser Wert, die sogenannte Zylinderkonstante C, kann auf der Kolben- und Kurbelseite wegen des Kolbenstangendurchmessers verschieden groß sein.

Für die Deckelseite wird:

$$\boxed{C_D = \frac{F_D \cdot s}{60 \cdot 75}}$$

und für die Kurbelseite:

$$\boxed{C_K = \frac{F_K \cdot s}{60 \cdot 75}}$$

Setzt man diese Werte in die Leistungsgleichungen ein, so erhält man:

$$\boxed{N_{iD} = C_D \cdot p_{mD} \cdot n \text{ [PS]}}$$

und

$$\boxed{N_{iK} = C_K \cdot p_{mK} \cdot n \text{ [PS]}}$$

Die Gesamtleistung wird:

$$\boxed{N_i = N_{iD} + N_{iK} \text{ [PS]}}$$

Bei Verbundmaschinen hat man entsprechend zu verfahren.

Bedeuten

N_{iH_D} = indizierte Leistung im HD-Zylinder auf der Deckelseite,
N_{iH_K} = indizierte Leistung im HD-Zylinder auf der Kurbelseite,
N_{iN_D} = indizierte Leistung im ND-Zylinder auf der Deckelseite,
N_{iN_K} = indizierte Leistung im ND-Zylinder auf der Kurbelseite,

so ist die Leistung einer Zweifach-Expansionsmaschine

$$\boxed{N_i = N_{iH_D} + N_{iH_K} + N_{iN_D} + N_{iN_K} \text{ [PS]}}$$

Beispiel: Eine Kolbendampfmaschine, die mit zweifacher Ausdehnung arbeitet, hat folgende Abmessungen:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	D_H = 225 mm
Durchmesser des Niederdruckzylinders	D_N = 380 mm
Hub	s = 400 mm
Kolbenstangendurchmesser	d = 65 mm.

Die Maschine wurde zur Feststellung der Leistung indiziert. Dabei ergaben sich folgende mittlere Drücke:

HD-Zylinder Deckelseite: $p_{mH_D} = 4{,}97$ at,
HD-Zylinder Kurbelseite: $p_{mH_K} = 5{,}15$ at,
ND-Zylinder Deckelseite: $p_{mN_D} = 1{,}23$ at,
ND-Zylinder Kurbelseite: $p_{mN_K} = 1{,}54$ at.

Die Maschine machte während des Indizierens $n = 152$ U/min.

Zu berechnen sind: 1) die Zylinderkonstanten,
2) die Leistungen der einzelnen Zylinderseiten,
3) die gesamte indizierte Leistung der Maschine.

Rechnungsgang:

Zu 1): Die Zylinderkonstanten werden errechnet aus den Gleichungen

$$C_D = \frac{F_D \cdot s}{60 \cdot 75} \text{ und } C_K = \frac{F_K \cdot s}{60 \cdot 75}.$$

F_D ergibt sich als Kreisfläche aus dem Zylinderdurchmesser D_H zu $\frac{D_H^2 \cdot \pi}{4}$; F_K als Differenz aus Kolbenfläche und Kolbenstangenquerschnitt zu $\frac{D_H^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$.

F_D und F_K sind in cm² und s in m einzusetzen. Die Kreisflächen entnimmt man zweckmäßig den Technischen Tabellen.

Zu 2): Die Berechnung der Leistung der einzelnen Zylinderseiten erfolgt für Hoch- und Niederdruckzylinder nach den Gleichungen

$$N_{iD} = C_D \cdot p_{mD} \cdot n \text{ und } N_{iK} = C_K \cdot p_{mK} \cdot n$$

Zu 3): Die Gesamtleistung der Maschine ist gleich der Summe der Leistungen der einzelnen Zylinderseiten.

Lösung: $D_H = 225$ mm $= 22{,}5$ cm $\quad D_N = 380$ mm $= 38$ cm
$s = 400$ mm $= 0{,}4$ m $\quad d = 65$ mm $= 6{,}5$ cm

Zu 1): a) Wirksame Kolbenfläche des *HD*-Zylinders auf der Deckelseite:

$$F_{H_D} = \frac{D_H^2 \cdot \pi}{4} = \frac{22{,}5^2 \cdot \pi}{4} = 397{,}6 \text{ cm}^2$$

Zylinderkonstante:

$$C_{H_D} = \frac{F_{H_D} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{397{,}6 \cdot 0{,}4}{60 \cdot 75} = \mathbf{0{,}0353}$$

b) Wirksame Kolbenfläche des *HD*-Zylinders auf der Kurbelseite:

$$F_{H_K} = \frac{D_H^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 397{,}6 - \frac{6{,}5^2 \cdot \pi}{4}$$

$$= 397{,}6 - 33{,}18 = 364{,}42 \text{ cm}^2$$

Zylinderkonstante:

$$C_{H_K} = \frac{F_{H_K} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{364{,}4 \cdot 0{,}4}{60 \cdot 75} = \mathbf{0{,}0324}$$

c) Wirksame Kolbenfläche des *ND*-Zylinders auf der Deckelseite:

$$F_{N_D} = \frac{D_N^2 \cdot \pi}{4} = \frac{38^2 \cdot \pi}{4} = 1\,134 \text{ cm}^2$$

Zylinderkonstante:

$$C_{N_D} = \frac{F_{N_D} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{1134 \cdot 0{,}4}{60 \cdot 75} = \mathbf{0{,}101}$$

d) Wirksame Kolbenfläche des *ND*-Zylinders auf der Kurbelseite:

$$F_{N_K} = 1134 - 33{,}18 = 1100{,}82 \text{ cm}^2$$

Zylinderkonstante:

$$C_{N_K} = \frac{F_{N_K} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{1100{,}82 \cdot 0{,}4}{60 \cdot 75} = \mathbf{0{,}098}$$

Zu 2): a) Leistung des Hochdruckzylinders auf der Deckelseite:

$$N_{iH_D} = C_D \cdot p_{mH_D} \cdot n = 0{,}0353 \cdot 4{,}97 \cdot 152 = \mathbf{26{,}7\ PS}$$

b) Leistung des Hochdruckzylinders auf der Kurbelseite:

$$N_{iH_K} = C_K \cdot p_{mH_K} \cdot n = 0{,}0324 \cdot 5{,}15 \cdot 152 = \mathbf{25{,}4\ PS}$$

c) Leistung des Niederdruckzylinders auf der Deckelseite:

$$N_{iN_D} = C_D \cdot p_{mN_D} \cdot n = 0{,}101 \cdot 1{,}23 \cdot 152 = \mathbf{18{,}9\ PS}$$

d) Leistung des Niederdruckzylinders auf der Kurbelseite:

$$N_{iN_K} = C_K \cdot p_{mN_K} \cdot n = 0{,}098 \cdot 1{,}54 \cdot 152 = \mathbf{23{,}0\ PS}$$

Zu 3): Gesamtleistung der Maschine:

$$N_i = N_{iH_D} + N_{iH_K} + N_{iN_D} + N_{iN_K}$$
$$= 26{,}7 + 25{,}4 + 18{,}9 + 23{,}0 = \mathbf{94\ PS}$$

Die Zylinderkonstanten sind:

$\mathbf{C_{H_D} = 0{,}0353}$; $\mathbf{C_{H_K} = 0{,}0324}$; $\mathbf{C_{N_D} = 0{,}101}$; $\mathbf{C_{N_K} = 0{,}098}$.

Die Leistungen der Zylinderseiten betragen:

$\mathbf{N_{iH_D} = 26{,}7\ PS}$; $\mathbf{N_{iH_K} = 25{,}4\ PS}$; $\mathbf{N_{iN_D} = 18{,}9\ PS}$; $\mathbf{N_{iN_K} = 23{,}0\ PS}$.

Die Gesamtleistung der Maschine beträgt:

$\mathbf{N_i = 94{,}0\ PS}$.

Von der indizierten Leistung ist die effektive Leistung oder Nutzleistung zu unterscheiden. Denn die auf den Kolben einer Dampfmaschine übertragene Leistung ist an der Kurbelwelle nicht in voller Höhe abnehmbar, da am Kolben, in den Stopfbüchsen, in den Lagern usw. Reibungsverluste auftreten. Die effektive Leistung ist daher bei Dampfmaschinen wie auch bei den anderen Kraftmaschinen kleiner als die indizierte Leistung. Man bezeichnet sie mit N_e.

Das Verhältnis $\frac{N_e}{N_i}$ heißt der mechanische Wirkungsgrad. Es ist

$$\boxed{\frac{N_e}{N_i} = \eta_m}$$

η_m ist immer kleiner als 1.

Kennt man den mechanischen Wirkungsgrad, so kann man aus der indizierten Leistung die Nutzleistung berechnen. Es ist dann

$$\boxed{N_e = \eta_m \cdot N_i}$$

Übungsaufgaben

1) Eine einzylindrige Dampfmaschine hat einen Zylinderdurchmesser von 620 mm und einen Hub von 1140 mm. Der Durchmesser der nicht durchgehenden Kolbenstange beträgt 90 mm. Die Maschine macht $n = 120$ U/min. Beim Indizieren ist der mittlere Druck auf der Deckelseite zu 2,6 kg/cm² und auf der Kurbelseite zu 2,7 kg/cm² festgestellt. Der mechanische Wirkungsgrad ist $\eta_m = 0{,}92$. Wie groß sind die indizierte und die effektive Leistung der Dampfmaschine?
2) Eine Zwillingsfördermaschine mit einem Zylinderdurchmesser von 900 mm und einem Hub von 1500 mm macht $n = 50$ U/min. Ihr mechanischer Wirkungsgrad beträgt $\eta_m = 0{,}90$. Der mittlere indizierte Druck sei für eine überschlägige Berechnung auf allen 4 Zylinderseiten zu $p_m = 3$ kg/cm² angenommen. Der Durchmesser der durchgehenden Kolbenstangen beträgt 120 mm. Zu berechnen sind indizierte und effektive Leistung der Fördermaschine.

Erkennen von Maschinen- und Steuerungsfehlern aus dem Indikatordiagramm

Von Zeit zu Zeit, insbesondere nach Ausbesserungsarbeiten, sind von Kolbendampfmaschinen Indikatordiagramme zu nehmen. Man kann aus einem solchen Indikatordiagramm Fehler in der Dampfverteilung, Undichtigkeiten von Einlaßorganen und Kolben erkennen und die indizierte Leistung der Maschine berechnen. Ein normales Diagramm ist in Abb. 28

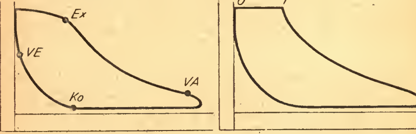


Abb. 28
Normales Dampfdiagramm

Abb. 29
Theoretisches Dampfdiagramm

dargestellt. Es zeigt, daß der Druck schon während der Füllung mehr oder weniger absinkt. Das zum Vergleich gezeichnete Diagramm (Abb. 29) zeigt für die Einströmungsperiode (Linie (*0—1*) gleichbleibenden Druck an, was daraus zu erkennen ist, daß die Linie *0—1* parallel zur atmosphärischen Linie verläuft. Die Einströmungslinie des abgenommenen Indikatordiagramms dagegen fällt zunächst während der Füllung etwas ab und geht dann allmählich in die Expansionslinie über. Der Druckabfall des Dampfes während der Einströmung wird verursacht durch die Widerstände, die der Dampf in den Einlaßkanälen der Steuerorgane erfährt. Die Widerstände hängen ab von der Durchgangsgeschwindigkeit des Dampfes beim Strömen durch die vom Steuerorgan freigegebenen Eintrittsquerschnitte. Diese Querschnitte ändern sich während des Hin- und Herganges des Schiebers dauernd und werden gegen Ende der Füllung immer kleiner, es kann also gegen Schluß der Füllung nicht mehr so viel Dampf nachströmen wie bei voll geöffnetem Kanal, und der Druck wird geringer. Die von dem normalen Diagramm nach Abb. 28 abweichenden nennt man fehlerhafte Diagramme. Abweichungen des indizierten von dem normalen Diagramm können verursacht sein:

1) durch Fehler des Indikators und seiner Anbringungs- und Bewegungsvorrichtung,
2) durch Fehler in der Dampfverteilung,
3) durch Undichtigkeiten in der Maschine.

Zu 1): Abb. 30 zeigt ein Diagramm, bei dem die Indikatorschnur zu lang ist. Die Indikatortrommel stößt auf der einen Seite an. Die Diagrammfläche ist um das geschraffte Stück zu klein. Die Schnur muß auf die richtige Länge gebracht werden.

In Abb. 31 ist ein Diagramm dargestellt, bei dessen Aufnahme die Indikatortrommel auf der anderen Seite angestoßen hat. Allgemein läßt sich sagen: Zeigt ein Diagramm an einem seiner beiden Enden scharfe Ecken ohne abgerundete Übergänge, so ist auf ein Anstoßen der Indikatortrommel zu schließen.

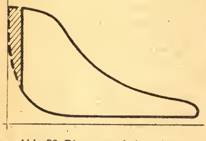


Abb. 30 Diagramm bei zu langer Indikatorschnur



Abb. 31 Diagramm bei zu kurzer Indikatorschnur

In Abb. 32 ist ein Diagramm dargestellt, bei dem der Indikatorkolben zu große Reibung besitzt. Besonders kennzeichnend ist der fast senkrechte Abfall der Linie beim Beginn der Expansion. Der Indikatorkolben bewegt sich erst aus seiner obersten Stellung, wenn der Druck unter ihm genügend tief gesunken ist. In diesem Falle sind Indikatorkolben und Indikatorzylinder zu reinigen und gut zu ölen.



Abb. 32 Diagramm bei einem Indikatorkolben mit zu großer Reibung

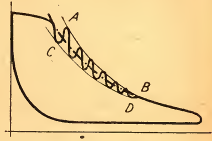


Abb. 33 Diagramm bei schwingender Indikatorfeder

In Abb. 33 sehen wir eine Ausdehnungslinie mit regelmäßigen, allmählich ausklingenden Schwingungen; diese lassen auf einen besonders reibungsfrei arbeitenden Indikatorkolben schließen. Die Schwingungslinien werden durch die Indikatorfeder hervorgerufen und sind eher ein Zeichen für einen fehlerfrei arbeitenden Kolben im Indikator als umgekehrt. Bei den starken und schnell aufeinanderfolgenden Gleichgewichtsstörungen muß jede Feder in Schwingungen geraten. Dieser vermeintliche Fehler des Indikators läßt sich dadurch beseitigen, daß die Gelenkverbindungen des Übersetzungsgetriebes stärker angezogen werden. Dadurch wird die Reibung vergrößert, das Arbeiten des Indikators kann aber ungenauer werden. Die Schwingungen treten besonders bei schwachen Federn auf. Es ist daher zweckmäßig, eine stärkere Indikatorfeder einzusetzen. Die wirkliche Expansionslinie kann aus der Schwingungslinie gefunden werden. Man zeichnet zu diesem Zwecke die obere und untere Begrenzungslinie (*AB* und *CD* in Abb. 33) und zieht einige zur atmosphärischen Linie senkrechte Geraden (Ordinaten). Die zwischen den beiden Begrenzungslinien liegenden Stücke der Ordinaten werden halbiert und die Halbierungspunkte werden durch einen Linienzug verbunden. Die wirkliche Expansionslinie verläuft nach der gestrichelt eingezeichneten Linie.

Zu 2): Die folgenden Diagramme zeigen Fehler, die in der Dampfverteilung liegen; sie sind dadurch entstanden, daß die Steuerungsorgane falsch eingestellt sind oder infolge Abnutzung äußerer Steuerungsteile im Laufe der Zeit eine falsche Einstellung erhalten haben. Abb. 34 bis 41 zeigen die hauptsächlichsten vorkommenden Fehler. Abb. 34 zeigt die

Diagramme der Deckel- und der Kurbelseite des Zylinders. Wir erkennen, daß die Füllung der einen Seite größer ist als die der anderen. Wegen des gleichförmigen Ganges der Maschine muß die Steuerung so eingestellt werden, daß die Füllungen gleich sind.

In Abb. 35 sehen wir, daß nach der Kompression der volle Dampfdruck nicht schon im Totpunkt erreicht wird, sondern erst, nachdem der Kolben

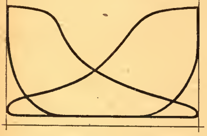


Abb. 34 Diagramm bei verschiedenen Füllungen auf den beiden Zylinderseiten

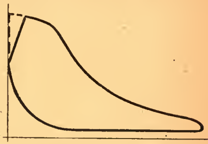


Abb. 35 Diagramm bei verspäteter Voreinströmung

bereits ein Stück seines Weges zurückgelegt hat. Das Diagramm zeigt uns also an, daß die Dampfeinströmung zu spät erfolgt. Erfolgt die Dampfeinströmung stark verspätet, so erhalten wir das in Abb. 36 dargestellte Diagramm. Hier sinkt der Druck nach der Kompression wegen des erst nach dem Totpunkt einströmenden Dampfes sogar zunächst noch ab. Der Druck, den der Zylinder erhalten soll, wird überhaupt nicht erreicht. Es ergibt sich daraus ohne weiteres, daß die Leistung der Maschine durch die verspätete Einströmung stark herabgesetzt wird. Die Steuerung muß deshalb so eingestellt werden, daß die Dampfeinströmung rechtzeitig vor dem Totpunkte erfolgt. Auch eine zu frühe Einströmung des Dampfes kann durch falsche Einstellung der Steuerung erfolgen. Ein solcher Fall liegt vor, wenn beim Indizieren ein Diagramm entsteht, wie in Abb. 37 dargestellt ist.

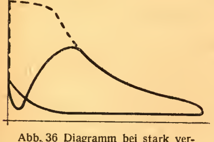


Abb. 36 Diagramm bei stark verspäteter Einströmung

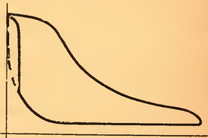


Abb. 37 Diagramm bei verfrühter Voreinströmung

Die Drucklinie für die Voreinströmung steigt zu frühzeitig aus der Kompressionslinie senkrecht nach oben an, ein Zeichen dafür, daß das Steuerungsorgan zu früh geöffnet wird; durch den zu hohen Gegendruck tritt eine Leistungsverminderung ein.

Das in Abb. 38 wiedergegebene Diagramm zeigt, daß die Drucklinie während der Füllung zu schnell abfällt. Es strömt also nicht genügend Dampf in den Zylinder, um während der Füllung den Druck einigermaßen gleich zu halten. Das rührt von einer Drosselung des Dampfes her. Die Ursache hierfür kann darin liegen, daß entweder die Einlaßkanäle oder die Dampfleitung zu eng sind oder daß das Absperrorgan sich nicht ganz öffnet.

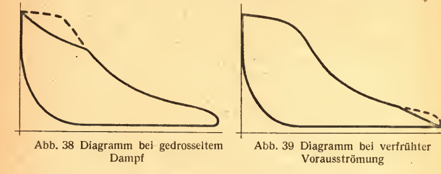


Abb. 38 Diagramm bei gedrosseltem Dampf

Abb. 39 Diagramm bei verfrühter Vorausströmung

Aus dem Diagramm, das in Abb. 39 dargestellt ist, erkennen wir, daß die Vorausströmung zu früh erfolgt. Die Expansionskraft des Dampfes wird nicht genügend ausgenutzt. Daraus ergibt sich ebenfalls ein Leistungsverlust; die Einstellung der Steuerung muß berichtigt werden.

Das in Abb. 40 dargestellte Diagramm zeigt uns, daß die Vorausströmung zu spät einsetzt. Das hat während des ersten Teiles des Rückwärtsganges des Kolbens einen größeren Gegendruck zur Folge, bedeutet also ebenfalls eine Leistungsverminderung.

In Abb. 41 ist ein Diagramm dargestellt, bei dem die Kompression zu früh einsetzt. Der Dampfaustritt wird zu früh geschlossen. Dadurch wird

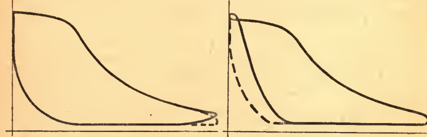


Abb. 40 Diagramm bei verspäteter Vorausströmung

Abb. 41 Diagramm bei verfrühtem Kompressionsbeginn

der Dampf, der sich noch im Zylinder befindet, zu stark komprimiert, der Druck steigt vor dem Totpunkt bis über den Einströmungsdruck. Aus dieser Tatsache läßt sich leicht ersehen, daß durch den größeren Gegendruck Arbeit verlorengeht.

Zu 3): Die folgenden Abbildungen zeigen Fehler, die durch Undichtigkeiten in der Maschine entstehen.

In Abb. 42 verläuft die Expansionslinie gegenüber dem normalen Diagramm zu flach. Das ist ein Zeichen dafür, daß die Einlaßorgane undicht sind, daß also noch Frischdampf während der Ausdehnung in den Zylinder einströmt. Denn würde nach Beendigung der Füllung die Dampf-



Abb. 42 Diagramm bei undichten Einlaßorganen

Abb. 43 Diagramm bei undichtem Kolben oder undichten Auslaßorganen

zufuhr aufhören, so müßte die Expansionslinie steiler verlaufen. Die Einlaßorgane sind also undicht. Das hat einen erhöhten Dampfverbrauch und damit unwirtschaftlichen Betrieb zur Folge. Die Abb. 43 zeigt ein zu steiles Abfallen der Expansionslinie gegenüber dem normalen Diagramm. Das ist ein Zeichen dafür, daß während der Ausdehnungsperiode Dampf aus dem Zylinder entweicht. Das kann seine Ursachen in Undichtigkeiten des Kolbens oder des Auslaßorgans haben. Ist der Kolben stark undicht, so ergibt sich ein Diagramm, wie in Abb. 44 dargestellt. Der Druckabfall ist hier so stark, daß sich auf der rechten Seite im Diagramm sogar eine Schleife bildet.

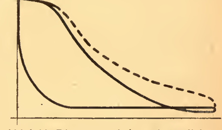


Abb. 44 Diagramm bei stark undichtem Kolben

Merke: Schleifenbildung im Diagramm bedeutet immer Leistungsverlust.

In den Abb. 35 bis 44 (Abb. 42) sind die Flächen der fehlerhaften Diagramme kleiner als die der normalen Diagramme. In allen diesen Fällen liegt, wie wir gesehen haben, ein Leistungsverlust vor. Die Größe der

Diagrammfläche ist also ein Maß für die Größe der Leistung. Die größere Diagrammfläche in Abb. 42 ergibt zwar eine größere Leistung, ist aber auf der anderen Seite bedingt durch den erhöhten Dampfverbrauch infolge der Undichtigkeit im Einlaßorgan.

Betriebsüberwachung

Im Dampfmaschinenbetrieb sind Rohrleitungen und Maschinenanlagen sorgfältig zu überwachen. Die Überwachung erstreckt sich auf die Untersuchung der Maschinenanlagen und Rohrleitungen vor der Inbetriebnahme und während der Inbetriebnahme, auf die Wartung und Erhaltung während des Betriebes, die Beseitigung von Betriebsstörungen, das Außerbetriebsetzen sowie Instandsetzungs-, Untersuchungs- und Erhaltungsarbeiten an den nicht in Betrieb befindlichen Maschinen.

Vor dem Ingangsetzen ist jede Maschine mehrere Male zu drehen. Es ist darauf zu achten, daß an Triebwerksteilen oder in deren Nähe nicht irgendwelches Material, wie Putzwolle, Schraubenschlüssel, Schrauben usw., zurückgeblieben ist. Sämtliche Schmiervorrichtungen sind zu prüfen. Insbesondere ist darauf zu achten, daß die Lager genügend mit Öl versorgt sind. Der Regler und sein Gestänge müssen im warmen und kalten Zustande leicht beweglich sein.

Durch die Rohrleitungen sollen die im Kessel vom Dampf aufgenommenen Wärmemengen möglichst ohne größere Verluste zur Maschine gelangen. Da die Rohrleitung meist aus Eisen besteht und daher die Wärme gut leitet, wird sie an der Oberfläche sehr heiß und würde viel Wärme an die Umgebung ausstrahlen, wenn nicht Vorkehrungen getroffen würden, dies zu verhindern. Die folgende Zahlentafel 1 gibt die Größe des stündlichen Wärmeverlustes je m² Rohroberfläche für verschieden hohe Dampftemperaturen an.

Zahlentafel 1

Dampftemperatur in °	Wärmeverlust in kcal/m²h
100	945
125	1300
150	1720
175	2170
200	2660
250	3800
300	5180
350	6750
400	8740

Zahlentafel 2

Dampftemperatur in °	Wärmeersparnis in %
100	81
150	83
200	84
250	86
300	87
350	88
400	89

Durch zweckentsprechende Isolierung der Leitung kann der Wärmeverlust ganz erheblich herabgesetzt werden. Die Zahlentafel 2 gibt eine

Übersicht über die Wärmeersparnis in % bei einer gut isolierten Leitung gegenüber einer nicht isolierten.

Als Isolierstoffe verwendet man Asbest, Schlackenwolle, Glaswolle, Kieselgur oder ähnliche poröse Stoffe. Die Isolierwirkung beruht in erster Linie auf der guten Isolierfähigkeit der Luft, die bei den Isolierstoffen in unendlich vielen kleinen Kammern eingeschlossen ist. Außer der schlechten Wärmeleitfähigkeit müssen diese Stoffe eine genügende Widerstandsfähigkeit gegenüber höheren Temperaturen aufweisen. Ferner ist die Isoliermasse gut gegen Nässe durch entsprechende Verkleidung zu schützen. Besonderer Wert ist auf die Isolierung der Flanschen zu legen, da diese eine große Oberfläche haben. Flanschen können jedoch im Betrieb leicht undicht werden. Darum ist es zweckmäßig, für die Flanschen abnehmbare Kappen zu verwenden, damit undichte Flanschen gedichtet werden können, ohne daß die Isolierung zerstört zu werden braucht. Vor der Inbetriebnahme ist darauf zu achten, daß die Isolierung der Rohrleitungen in Ordnung ist.

Die Inbetriebnahme: Die Dampfmaschine ist vor dem Anlassen, je nach Abkühlungsgrad und Maschinengröße, 20 bis 45 Minuten anzuwärmen. Dies geschieht durch langsames Öffnen des Absperrventils am Kessel bei geschlossenem Absperrventil an der Maschine und geöffneter Entwässerung.

Darauf ist die Maschine selbst durch langsames Öffnen des Maschinenabsperrventils oder eines bei großen Maschinen hierfür vorgesehenen Hilfsventils anzuwärmen, während die Kurbel etwas über den Totpunkt hinausgedreht ist, so daß Dampfeinlaß auf der einen Seite und Dampfauslaß auf der anderen Seite bereits in geringem Maße geöffnet sind.

Bei Mehrzylindermaschinen sind besondere Leitungen zum Anwärmen nötig. Bei Ventilmaschinen kann das Anwärmen beschleunigt werden durch das Heben des zweiten Einlaßventils, bei Schiebermaschinen durch Drehen in die andere Totlage.

Zum Entwässern befinden sich an jedem Zylinderende und am Ventilbzw. Schieberkasten Entwässerungsorgane, die häufig untereinander gekuppelt sind. Die Leitungen sind getrennt oder, falls gemeinsam, mit Rückschlagventilen ausgerüstet, die sorgfältig zu überwachen sind. Die Entwässerungsorgane sind bei jeder Betriebsunterbrechung zu öffnen und erst bei Inbetriebnahme nach dem Anwärmen der Maschine und den ersten Umdrehungen zu schließen. Die Folgen von zu schlechtem Anwärmen und ungenügendem Entwässern sind Beschädigungen an Zylindern, Deckeln, Kreuzköpfen und Kurbelzapfen (durch Wasserschläge) und Lockerung des Kolbens auf der Kolbenstange durch einseitiges Erwärmen oder Verziehen der Kolbenstange.

Das Anlassen der Maschine erfolgt durch langsames Öffnen des Maschinenabsperrventils. Bei Einspritzkondensation ist nach einigen Umdrehungen der Einspritzhahn am Kondensator zu öffnen und die Entwässerung am Zylinder zu schließen. Bei Oberflächenkondensation ist

diese schon etwa eine halbe Stunde vor dem Anlassen der Maschine in Betrieb zu nehmen.

Bei der Inbetriebnahme sind vor allem der Regler und das Tachometer zu beobachten, um ein Durchgehen der Maschine zu verhüten. Das Anfahren soll bei ganz geringer Belastung oder bei Leerlauf erfolgen. Belastung ist erst aufzunehmen, wenn die Maschine die volle Drehzahl erreicht hat. Plötzlicher Übergang vom Stillstand auf Vollast und umgekehrt ist zu vermeiden.

Sollen Dampfleitungen in Betrieb genommen werden, so sind sie Stück für Stück langsam vorzuwärmen, wobei die Dehnungsvorgänge genau zu beobachten sind. Dabei ist für eine gute Entwässerung Sorge zu tragen. Zur Vermeidung von Dampfstößen oder Wasserschlägen ist dringend erforderlich, daß die Ventile nur langsam geöffnet werden.

Die Betriebsführung muß so sein, daß der beste Wirkungsgrad erreicht wird. Es ist daher genau nach den Betriebsvorschriften zu handeln. Die Schmierung muß stets ausreichend sein. Nirgends darf ein Warmlaufen oder eine übermäßige Abnutzung eintreten. Steigende Lagertemperatur ist in der Regel auf zu wenig Öl oder mangelhafte Beschaffenheit des Öls zurückzuführen. Daher sind Tropföler und Ringschmierlager von Zeit zu Zeit nachzufüllen. Die Ölringe müssen beweglich sein. Die Ölzufuhr soll sparsam sein, wenn das Öl nicht zurückgewonnen wird, jedoch ist die Betriebssicherheit die Hauptsache. Alle reibenden Teile, z. B. Kurbelwellenlager, Kurbelzapfen, Geradführung, Kreuzkopf, Steuerungsteile, Regler, sind sorgfältig zu überwachen. Wenn die Hauptlager warmlaufen, läßt man sie bei geringer Drehzahl abkühlen. Bei stärkerer Abnutzung sind sie nachzuziehen und, falls erforderlich, nachzuarbeiten.

Werkzeuge und Ersatzteile sind in guter Ordnung in der Nähe der Anlage aufzubewahren und vor Rost und Beschädigung zu schützen. Schmiermittel, Putzstoffe, Packungen, Dichtungsmaterial, Schrauben usw. sind stets genügend auf Lager zu halten. Verbrauchte Ersatzteile sind sofort wieder zu ergänzen. Die Temperatur im Maschinenhaus soll 3° nicht unterschreiten, damit nicht bei Stillstand die Gefahr des Gefrierens von Kondensat und Kühlwasser auftreten kann.

Die Zylinderschmierung soll stets ausreichend sein, was besonders bei Heißdampfmaschinen von Wichtigkeit ist. Die Güte der Schmierung kann man durch ein bei der Ausblaseprobe erhaltenes Ölbild feststellen. Man öffnet zu diesem Zwecke den Indikatorhahn und läßt den austretenden Dampf gegen ein auf einem Brettchen befestigtes Blatt Papier strömen. Ist das Ölbild hellgelb bis dunkelgelb, so ist die Schmierung ausreichend; ist es schwärzlich, so liegt Ölmangel vor, oder das Öl ist nicht einwandfrei. Man verwende nur gutes Zylinderöl, besonders bei Heißdampf. Die Eintrittsspannung des Dampfes soll stets gleich hoch, das Absperrventil möglichst voll geöffnet sein.

Bei Oberflächenkondensation soll sich die Betriebsüberwachung auf den Wasserstand der Kondensatpumpe, auf den Unterdruckmesser, die

Temperaturen von Kühlwasser, Kondensat und Lager der Pumpe und deren Antriebsmaschine, die Drehzahlen der Pumpen und den Wasserstand im Sammelbehälter der Luftpumpe erstrecken. Die Stopfbuchsen an den Pumpen dürfen nicht zu fest angezogen werden. Sie sollen noch etwas Wasser durchlassen, weil sonst die Welle stark abgenutzt wird. Unterdruck- und Saugleitungen sind zur Erreichung eines hohen Unterdruckes stets dicht zu halten.

An Dampfrohrleitungen sind schadhafte Isolierungen auszubessern und Undichtigkeiten sofort zu beseitigen. Ist eine Flanschenverbindung undicht, so sind die Schrauben nachzuziehen. Die Folgen von Undichtigkeiten der Rohrleitung sind Dampfverlust und Beschädigung der Isolierung.

Die Absperrorgane und Kondenstöpfe sind auf guten Zustand zu überprüfen. Undichtigkeiten an den Kondenstöpfen machen sich bemerkbar durch ein zischendes Geräusch, durch hohe Temperatur des Ableitungsrohres und durch Dampfaustritt aus dem Ableitungsrohr. Die Beseitigung kann durch Reinigen und Nachschleifen der Ventile erfolgen. Besonders bei neuen Anlagen kommt ein Verstopfen durch Sand und Zunder vor.

Ursache und Beseitigung von Betriebsstörungen: Vernimmt man im Betriebe ein Klopfen oder Schlagen der Kolbenringe, so kann der Grund dafür im Mangel an Öl liegen, oder das verwendete Öl kann ungeeignet sein. Die Störung läßt sich durch reichliches Schmieren beseitigen. Tritt „Klatschen" im Zylinder auf, so sind die Schlammhähne zu öffnen, da sich Kondenswasser gebildet hat. Bemerkt man jedoch heftige Stöße im Zylinder, so ist die Maschine sofort stillzusetzen und nach Öffnen des Zylinders die Ursache festzustellen. Ventile sind beim Undichtwerden rechtzeitig nachzuschleifen. Man kann das Dichthalten der Ventile prüfen, indem man den Kolben so stellt, daß Dampf weder in den Zylinder hineinnoch aus ihm heraustreten kann. Dann ist das Hauptdampfventil zu öffnen und am Indikatorhahn festzustellen, ob Dampf entweicht. Betriebsstörungen, die auf mangelhafte Dampfverteilung, auf Undichtigkeiten der Ein- und Auslaßorgane oder des Kolbens zurückzuführen sind, kann man aus den Indikatordiagrammen erkennen (vgl. S. 31 ff., Abb. 34 bis 44).

Betriebsstörungen an Rohrleitungen treten vornehmlich durch Undichtigkeiten der Flanschenverbindungen auf. Sie lassen sich leicht durch Nachziehen der Flanschenschrauben oder Erneuerung der Dichtungen beseitigen. Das Versagen der Kondenstöpfe hat ebenfalls meist Undichtigkeiten als Ursache. Der Dampf schleift die Ventile aus, so daß der Topfinhalt ausbläst und Dampf nachströmt. Daher müssen die Ventilsitze aus hartem, nicht rostendem Metall angefertigt werden. Zweckmäßig ist es, möglichst nur eine Bauart von Kondenstöpfen zu verwenden, damit das Ersatzteillager klein gehalten werden kann.

Vor dem Stillsetzen ist die Maschine allmählich zu entlasten und das Maschinenabsperrventil so weit zu schließen, bis die Maschine langsam läuft. Bei Einspritzkondensation sind die Entwässerungshähne am Zylinder zu öffnen. Dadurch tritt Luft in den Kondensator, und das Vakuum wird

aufgehoben. Die Entwässerungshähne dürfen hierbei nicht unter Wasser stehen, da sonst Wasser statt Luft in den Kondensator gesaugt würde. Dann ist zunächst der Einspritzhahn und darauf das Maschinenabsperrventil zu schließen. Es ist also beim Abstellen zuerst Wasser, dann Dampf abzustellen. Würde nämlich der Dampf zuerst abgestellt werden, so würde die Maschine leer weiterlaufen und Wasser aus dem Kondensator ansaugen, so daß Wasserschlag eintreten könnte. Beim Oberflächenkondensator, der erst nach dem Auslaufen der Maschine stillgesetzt wird, ist zuerst der Regulierschieber für den Kühlwassereintritt zu schließen und alsdann die Antriebsmaschine der Kondensationspumpen abzustellen.

Nach dem Stillsetzen der Dampfmaschinen sind sämtliche Entwässerungshähne zu öffnen, damit das sich noch bildende Kondensat abfließen kann. Ferner sind die Schmiervorrichtungen abzustellen.

Bei Stillegung der Anlage ist darauf zu achten, daß starke Wärmespannungen durch ein zu schnelles Abkühlen der Rohrleitungen vermieden werden. Die Leitungen sind gründlich zu entwässern. Die in die Rohrleitungen eingebauten Hilfsgeräte sind ebenfalls zu entwässern und von Schlamm zu reinigen.

Bei längerer Außerbetriebsetzung der Dampfmaschinen muß vor dem Abstellen für reichliche Ölzufuhr gesorgt werden. Die Stopfbuchsenpackungen sind gegebenenfalls herauszunehmen. Damit die Laufflächen der Zylinder, Kolbenstangen und Wellen nicht anrosten, ist die Stellung des Kolbens durch Drehen des Schwungrades in bestimmten Zeitabständen zu verändern. Alle reibenden Flächen, wie Zylinderfläche, Kolbenringe, Kreuzkopfgleitbahn, Kreuzkopfschuhe, Kreuzkopfzapfen, Pleuelstangenlager, Pleuelstangenzapfen (bzw. Kurbelzapfen), Kurbelwelle und Kurbellager, alle dichtenden Flächen, alle Federn, Verschraubungen, Dichtungen, Packungen usw. müssen genau untersucht werden. Nach Feststellung aller Schäden, die praktischerweise im Betriebstagebuch aufzuzeichnen sind, darf der Maschinist erst an die Beseitigung der Schäden gehen. Es empfiehlt sich, vor einer längeren Betriebspause Indikatordiagramme zu nehmen. Ist eine Kondensationsanlage vorhanden, so erstreckt sich die Untersuchung auch auf die Hilfsmaschinen und die dazugehörigen Rohrleitungen. Auch hier sind alle Lager, Wellen, Kolben, Packungen, Dichtungen, Isolierungen, Ventile usw. genau zu prüfen, das Ergebnis der Prüfung ist in das Betriebstagebuch einzutragen. Alsdann müssen die Schäden beseitigt werden.

Bei Außerbetriebsetzung der Anlage sind die Rohrleitungen ebenfalls einer genauen Untersuchung zu unterziehen. Dabei ist die Beschaffenheit der Rohrleitungen, der Flanschenverbindungen und der Isolierungen zu überprüfen; ferner sind Absperrvorrichtungen, Rückschlagventile, Kondenstöpfe, Wasserabscheider usw. einer genauen Besichtigung zu unterziehen, um festzustellen, wo Abnutzungen stattgefunden haben, die Wärmeverluste hervorrufen oder die Betriebssicherheit gefährden können. Alle Teile der Leitung sind innen und außen gründlichst zu reinigen. Das kann

geschehen durch Durchblasen mit Preßluft oder durch Reinigungswerkzeuge, wie Drahtbürsten o. a. Erforderlichenfalls sind Teile der Rohrleitung zu ersetzen, Flanschen zu erneuern, Dichtungen auszubessern oder neue einzulegen, Ventile nachzuschleifen, Ventildichtungsringe neu anzufertigen und einzusetzen, ferner Wärmeschutzverkleidungen der Rohre und Wärmeschutzkappen der Flanschenverbindungen auszubessern oder zu erneuern. Bei größeren Betriebspausen sind die Rohrleitungen, um sie vor Anfressungen zu schützen, durch Schließen sämtlicher Ventile abzuschalten.

Flachschiebersteuerungen

Um die Hin- und Herbewegung des Kolbens einer Dampfmaschine zu bewerkstelligen, muß der aus dem Kessel kommende Frischdampf abwechselnd auf die beiden Kolbenseiten einwirken. Aus diesem Grunde muß er periodisch bei bestimmten Kolbenstellungen in den Zylinder einströmen und aus dem Zylinder wieder ausströmen. Dieses regelmäßige Einströmen des Frischdampfes und Ausströmen des Abdampfes zu veranlassen und die richtige Dampfverteilung vorzunehmen, ist die Aufgabe der Steuerung. Die Wirkungsweise einer einfachen Muschelschiebersteuerung ist im Abschnitt „Dampfdiagramm und Indikator" dargestellt. Wir haben hier gesehen, daß bei der Dampfverteilung 4 Abschnitte zu unterscheiden sind, die auf jeder Kolbenseite nacheinander auftreten, und zwar

1) Einströmung,
2) Expansion,
3) Ausströmung,
4) Kompression.

Bei einer gut gebauten Steuerung müssen sich diese vier Perioden auf jeder Kolbenseite gleichmäßig wiederholen, und zwar so, daß auf jeder Kolbenseite möglichst die gleiche Arbeit geleistet wird.

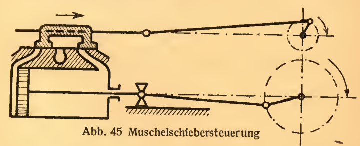


Abb. 45 Muschelschiebersteuerung

Die einfachste Steuerung ist die Muschelschiebersteuerung (Abb. 45). Der Muschelschieber liegt in dem Schieberkasten, der am Zylinder angebracht ist, auf einer aufgeschraubten ebenen Platte, dem sogenannten Schieberspiegel (Abb. 46), dampfdicht auf. Von diesem Schieberspiegel

führen zwei Kanäle in den Zylinder. Zwischen diesen beiden Kanälen steht ein dritter, breiterer Kanal mit dem ins Freie oder in den Kondensator führenden Abdampfrohr in Verbindung. Er ist immer vom Schieber überdeckt. Daher kann niemals Frischdampf durch diese Öffnung ins Freie gelangen. Der Schieber hat eine muschelartige Form und ist nur auf seiner Grundfläche, über dem Dampfauslaßkanal, offen. Seine Hin- und Herbewegung geschieht durch einen Exzenter, der auf der Hauptwelle befestigt ist. Mit diesem Exzenter ist der Schieber durch das Exzentergestänge verbunden. Eine Ausführung des Muschelschiebers ist in Abb. 47 dargestellt. Wie wir aus der Abb. 45 erkennen, ragen die Lappen des Schiebers in der Mittelstellung über die Kanalkanten hinaus (äußere und innere Überdeckung). Die Abmessungen der Überdeckungen des Schiebers und die Breite der Dampfkanäle bestimmen die Länge des Schieberweges und die Stellung des Schieberexzenters.

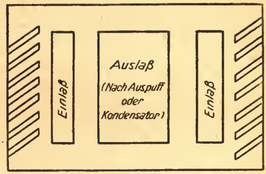


Abb. 46 Schieberspiegel

Der Schieber (Abb. 47) darf zwischen den Muttern *a* nicht klappern, da er sonst bei jedem Hubwechsel toten Gang haben würde. Er soll von den Muttern mäßig festgehalten werden. Er muß außerdem freie Bewegung in der Richtung gegen den Schieberspiegel haben und sich von dem Dampfdruck so gegen den Schieberspiegel drükken lassen, daß er fest auf diesem aufliegt. Daher ist es auch notwendig, daß die Exzenterstange *b* in der Schieberbohrung *c* genügenden Spielraum hat.

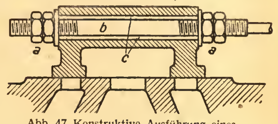


Abb. 47 Konstruktive Ausführung eines Muschelschiebers

Je größer der Schieber ist, desto größer ist auch die Kraft, mit welcher er infolge des Dampfdruckes gegen den Schieberspiegel gepreßt wird; desto größer wird aber auch die Kraft, die zu seiner Bewegung verbraucht wird, und um so größer die Abnutzung des Schieberspiegels. Darum darf der Schieber nicht zu groß sein. Zur Verringerung der Reibung hat der Schieberspiegel eine Anzahl von Schmiernuten unter den Laufflächen des

Schiebers. Diese sind für den ölhaltigen Dampf zugänglich und ermöglichen so die Schmierung. Außerdem entlasten sie teilweise den Spiegel vom Dampfdruck, da an den Stellen, an denen sich die Nuten befinden, der Druck auch in umgekehrter Richtung angreifen kann.

Steht der Kurbelzapfen (Abb. 48) in einem der Totpunkte *1* oder *2*, so befinden sich auch Kolben und Kreuzkopf in ihren Totpunktlagen. Ist der Kurbelzapfen in der Stellung *3*, so hat er auf seinem Kurbelhalbkreise von *1* nach *2* die Hälfte seines Weges zurückgelegt. Kolben und Kreuz-

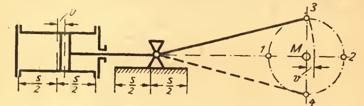


Abb. 48 Kolbenstellung beim Schubkurbeltrieb

kopf haben aber bei dieser Kurbelstellung nicht auch die Hälfte des Hubes zurückgelegt, sondern sind bereits über die Mittelstellung hinaus. Hätte der Kurbelzapfen, um von *1* nach *3* zu gelangen, sich nicht auf dem Kurbelkreisbogen bewegt, sondern von *1* aus sich zunächst nach dem Kurbelkreismittelpunkt *M* bewegt, so würden in diesem Falle Kolben und Kreuzkopf genau in ihrer Mittelstellung stehen. Denkt man sich nun den Kurbelzapfen in senkrechter Richtung von *M* nach *3* hochgezogen, so werden hierbei Kolben und Kreuzkopf um ein Stück über ihre Mittelstellung herausgezogen. Wir erkennen daraus, daß der Kolben bei der Bewegung der Maschinenkurbel von *1* nach *3* einen größeren Weg zurücklegt als bei der Bewegung der Kurbel von *3* nach *2*. Aus der Abbildung ergibt sich, daß bei der Bewegung der Kurbel von *2* nach *4* der Kolbenweg genau so groß ist wie bei der Drehung von *3* nach *2*, und der Kolbenweg bei Drehung der Kurbel von *4* nach *1* dieselbe Größe hat wie bei Drehung von *1* bis *3*. Diese Ungleichförmigkeit der Kolbenbewegung ist von Bedeutung für die Steuerung.

Da der Kolben während der Bewegung des Kurbelzapfens von *1* nach *3* einen größeren Weg zurücklegt als während der Drehung des Kurbelzapfens von *2* nach *4*, so ergibt sich bei symmetrischer Einstellung des Schiebers auf der Deckelseite eine größere Füllung als auf der Kurbelseite. Daher muß zur Erreichung gleicher Füllungen auf beiden Kolbenseiten der Dampfeinlaß auf der Deckelseite etwas früher geschlossen werden als auf der Kurbelseite. Es ist ein Füllungsausgleich notwendig. Bei Schiebersteuerungen läßt sich dieser Füllungsausgleich bewerkstelligen durch eine entsprechende Bauart oder Einstellung des Schiebers. Je länger die Kurbelstange und je kleiner der Kolbenhub ist, desto weniger fällt die Ungleichförmigkeit des Kolbenweges ins Gewicht. Bei Dampfmaschinen

mit verhältnismäßig langer Kolbenstange und kleinem Hub sieht man deshalb von dem Füllungsausgleich ab. Man muß jedoch die Steuerung für beide Kolbenseiten verschieden einstellen, wenn die Kurbelstange kurz und der Kolbenhub groß ist, denn in diesem Falle sind die Füllungen auf den beiden Kolbenseiten zu verschieden groß. Zu diesem Zwecke stellt man den Schieber so ein, daß bei der Mittelstellung des Exzenters die Schiebermitte nicht mit der Spiegelmitte zusammenfällt, sondern daß sie um ein Stück nach der Deckelseite über die Mitte hinausragt. Einen solchen unsymmetrisch eingestellten Muschelschieber zeigt Abb. 49. Die äußere

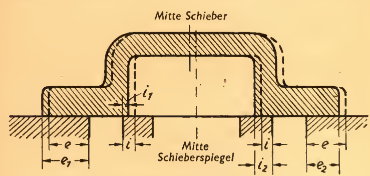


Abb. 49 Unsymmetrisch eingestellter Muschelschieber

Überdeckung e ist dann auf der Deckelseite verlängert auf e_1. Der Einlaßkanal auf dieser Kolbenseite wird daher später geöffnet und früher geschlossen. Die Einströmungsperiode wird verkürzt. Auf der Kurbelseite wird die Füllung durch diese ungleichmäßige Einstellung des Schiebers vergrößert. Es ist jedoch darauf Rücksicht zu nehmen, daß das lineare Voreilen des Schiebers, das auf der Deckelseite verkleinert und auf der Kurbelseite vergrößert wird, auf beiden Kolbenseiten innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt, daß also z. B. die Voreinströmung oder Vorausströmung nicht zu klein oder zu groß wird.

Ein anderes Mittel, um den Ausgleich der Füllungen zu ermöglichen, ist dadurch gegeben, daß man die Schieberlappen auf beiden Seiten ungleich groß macht; der Schieber selbst ist also unsymmetrisch ausgebildet, braucht daher nicht unsymmetrisch eingestellt zu werden.

Die Einstellung der Steuerung ergibt sich aus Abb. 47. Durch das Gewinde auf der Schieberstange läßt sich der Schieber nach links und rechts verschieben, bis die Maschine einwandfrei arbeitet. Beim Einstellen des Schiebers bezeichnet man die Stellen, an denen sich der Kolben in den Totpunktlagen der Kurbel befinden muß, durch Striche an der Geradführung des Kreuzkopfes. Ebenso bezeichnet man die Stellen des Kolbens bei der Voreinströmung in der gleichen Weise an der Geradführung. Manchmal kennzeichnet man auch noch Expansion, Vorausströmung und

Kompression. Zu jeder dieser Kolbenstellungen gehört eine ganz bestimmte Schieberstellung. Diese Schieberstellung wird mittels einer Reißnadel auf dem Schieberspiegel angezeichnet. Es ist dabei zu berücksichtigen, daß durch die Erwärmung die Kolbenstange während des Betriebes etwas länger wird. Darum ist es ratsam, die Kennzeichnungen der Kolben- und Schieberstellungen möglichst an der betriebswarmen Maschine anzubringen. Nach Reparaturen an der Maschine ist es dann notwendig, daß der Maschinist sich davon überzeugt, daß der Schieber richtig eingestellt ist. Dies ist wichtig, da Ungenauigkeiten in der Schiebereinstellung eine ungleichmäßige Dampfverteilung verursachen. Damit sind aber ein größerer Dampfverbrauch und ein ungleichmäßiger Gang der Maschine verbunden. Die richtige Einstellung der Steuerung einer Dampfmaschine sowie ihr fehlerloses Arbeiten wird durch Indizieren geprüft.

Die besprochene Muschelschiebersteuerung ist zwar denkbar einfach, jedoch kann man mit ihr die Größe der Füllung nicht verändern. Die Dampfmaschine, die mit einer solchen Steuerung ausgerüstet ist, arbeitet immer mit gleichgroßer Füllung. Benötigt die Maschine im Betriebe weniger Dampf, braucht sie also weniger zu leisten, so kann man die Herabminderung der Leistung nur dadurch herbeiführen, daß man mittels eines Drosselventils die Dampfzufuhr vermindert. Das Drosselventil wird durch den Regler geschlossen oder geöffnet. Durch die Drosselung wird die Spannung des Dampfes herabgesetzt. Die Maschine arbeitet also lediglich mit geringerem Dampfdruck, aber mit gleichbleibender Füllung. Durch die Drosselung des Dampfes treten jedoch Energieverluste ein; darum ist dieses Verfahren mit Rücksicht auf den Dampfverbrauch ungünstig. Die einfache Muschelschiebersteuerung wird aus diesem Grunde nur bei Maschinen angewendet, die mit fast gleichbleibender Leistung arbeiten.

Bei Dampfmaschinen mit veränderlicher Leistung jedoch verwendet man Steuerungen, die eine Veränderung der Füllung mit Frischdampf von vollem Kesseldruck gestatten. Hierbei ändert sich natürlich auch die Expansionsperiode. Eine einfache und gebräuchliche Steuerung dieser Art ist die Meyer-Steuerung (Abb. 50).

Die Meyer-Steuerung hat zwei Schieber, den Grundschieber *A* und den Expansionsschieber *B*, der aus

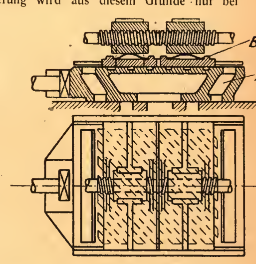


Abb. 50 Meyer-Steuerung

zwei gegeneinander beweglichen Platten besteht. Der Grundschieber bewegt sich auf dem Schieberspiegel hin und her wie ein gewöhnlicher Muschelschieber. Er ist auch im wesentlichen wie dieser gebaut, jedoch muß der eintretende Dampf durch zwei Kanäle des Grundschiebers hindurch. Der Grundschieber ist nicht verstellbar; er steuert unveränderlich Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression. Durch ihn ist auch die größtmögliche Füllung festgelegt.

Auf dem Rücken des Grundschiebers bewegt sich der Expansionsschieber. Die beiden Platten öffnen und schließen abwechselnd die beiden Einströmkanäle des Grundschiebers. Der Grundschieber ist wie der einfache Muschelschieber mit dem Exzenter durch das Schiebergestänge verbunden. Die beiden Platten des Expansionsschiebers sind mit ihrer Schieberstange durch zwei Gewinde verbunden; die eine hat rechtsgängiges, die andere linksgängiges Gewinde. Der Expansionsschieber wird durch einen zweiten Exzenter der Kurbelwelle angetrieben. Auf der Expansionsschieberstange sitzt ferner außerhalb des Schieberkastens ein Handrad, mit dem die Schieberstange gedreht werden kann. Da die Gewinde, auf dem die beidcn Platten verschiebbar angeordnet sind, entgegengesetzt gerichtet sind, wird durch das Drehen am Handrad bewirkt, daß die beiden Platten sich voneinander entfernen oder einander nähern. Sind durch das Drehen am Handrade die Expansionsschieberplatten weiter auseinandergeschoben worden, so werden die Einströmkanäle des Grundschiebers früher abgesperrt. Dadurch wird die Füllung kleiner. Sind durch entgegengesetztes Drehen die Platten mehr zusammengeschoben, so wird durch das spätere Abschließen der Einströmungskanäle des Grundschiebers die Füllung und damit die Leistung der Maschine vergrößert. Man kann also leicht und bequem durch die Bedienung des Handrades die Füllung verändern. An dem Handrad ist außerdem noch eine Skala mit einem Zeiger angebracht, durch die die jeweilige Füllung angezeigt wird. Bei größeren modernen Maschinen wird die Füllung automatisch durch den Regler verändert. Zu diesem Zwecke wird der Regler mit der Expansionsschieberstange verbunden. Auf der letzteren wird ein kleines Zahnrad angebracht; dieses wird durch einen mit einem Zahnradsegment versehenen Hebelarm gedreht und stellt so die Expansionsschieberplatten je nach Belastung der Maschine selbsttätig ein.

Der Exzenter für den Expansionsschieber erhält einen etwas größeren Hub als der Exzenter für den Grundschieber. Die Exzentrizität ist der Kurbelstellung ungefähr entgegengesetzt gerichtet. Bei der Neueinstellung der Steuerung nach Reparaturarbeiten ist folgendes zu beachten: Der Grundschieber ist so einzustellen, daß die Dampfeinströmung an beiden Zylinderseiten in gleichen Entfernungen der Kolben von den Totpunktlagen beginnt. Hierbei ist die Maschine nach Öffnung des Schieberkastens so zu drehen, daß die für den Beginn der Dampfeinströmung gemachten Striche an der Geradführung und an dem Kreuzkopfschuh übereinstimmen. Man hat sich zu vergewissern, daß der Grundschieber bei

diesen Kolbenstellungen den Dampfeinlaß nach dem Zylinder freizugeben beginnt.

Die Einstellung der Expansionsschieberplatten erfolgt zweckmäßig so, daß man von einer mittleren Füllung, z. B. 25%, ausgeht. Die hierzu gehörigen Kolbenstellungen müssen ebenfalls an der Geradführung bezeichnet sein. Nach Einstellung der Maschine auf diese Zeichen müssen die Expansionsschieberplatten so eingestellt werden, daß bei dieser Lage die Einströmung abgesperrt wird, die Füllung also beendet ist. Dabei zeigt sich, daß der Expansionsschieber nicht genau symmetrisch zum Grundschieber steht. Das hat seinen Grund darin, daß, wie oben ausgeführt, die Kolbenstellung von der Kurbelstangenlänge abhängig ist. Hat man so den Expansionsschieber für eine bestimmte Füllung auf beiden Kolbenseiten eingestellt, so ist zwar für diesen Fall die Füllung auf beiden Zylinderenden gleich. Beim Verstellen der Expansionsschieberplatten während des Ganges der Maschine werden jedoch, je nach der Größe der Füllungsänderung, die Füllungsgrade ungleich. Aus diesem Grunde erhält oft die Gewindespindel des Expansionsschiebers Gewinde mit zwei verschiedenen Ganghöhen. Hierdurch wird bewirkt, daß sich beim Verstellen der Steuerung die eine Expansionsplatte weiter fortbewegt als die andere und so ein gewisser Füllungsausgleich eintritt.

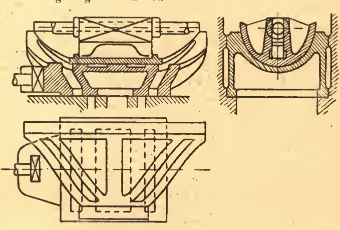


Abb. 51 Doppelschiebersteuerung von Rider

Ähnlich wie die beschriebene Meyer-Steuerung wirkt die Doppelschiebersteuerung von Rider (Abb. 51). Bei dieser Steuerung ist der Rücken des Grundschiebers hohl. Die Durchlaßkanäle stehen auf dem halbrunden Rücken im spitzen Winkel zueinander. Ihre Abschlußkanten stellen daher Stücke von Schraublinien dar. Der gewölbte, trapezförmige Expansionsschieber läuft in der Höhlung des Grundschiebers und ist drehbar. Daher wirkt er je nach der Drehung mit einer größeren oder kleineren Breite.

In letzterem Falle bleiben die Kanäle am längsten offen, und es ergibt sich dann die größte Füllung. Die Rider-Steuerung hat gegenüber der Meyer-Steuerung den Vorzug, daß der Expansionsschieber bequemer durch den Regler der Dampfmaschine verstellt werden kann. Daher hat die Rider-Steuerung eine ausgedehnte Anwendung gefunden.

Anleitung zum Einstellen der Steuerung

Im vorstehenden Abschnitt haben wir die Wirkungsweise einer Schiebersteuerung kennengelernt. Nach Abb. 52 steuert die vordere Kante *a* die Voreinströmung und den Beginn der Expansion, die hintere Schieberkante *b* die Vorausströmung und die Kompression. Bewegt sich der Schieber von links nach rechts, so beginnt der Voreintritt, wenn die Schieberkante *a* die Kanalkante *1* freigibt. Bei der Schieberbewegung von rechts nach links beginnt die Expansion, wenn der Schieber wieder dieselbe Stellung hat wie bei Beginn des Voreintritts, wenn also die Schieberkante *a* die Kanalkante *1* überdeckt. Der Voraustritt beginnt, wenn bei der Bewegung von rechts nach links die Schieberkante *b* die Kanalkante *2* freigibt. Die Kompression beginnt, wenn bei der Bewegung von links nach rechts wieder dieselbe Stellung erreicht ist wie bei Beginn des Voraustritts, wenn also die Schieberkante *b* wieder die Kanalkante *2* überdeckt. Bei Schiebern mit innerer Einströmung sind äußere und innere Überdeckung vertauscht. Bei Doppelschiebersteuerungen steuert der Grundschieber den Voreintritt, den Voraustritt und die Kompression, der Expansionsschieber die Füllung. Ist bei einer Doppelschiebersteuerung außer einem oder mehreren Fehlern in den vom Grundschieber beeinflußten Steuerungsmomenten noch eine Ungleichheit der Füllung auf beiden Kolbenseiten vorhanden, dann muß mit der Richtigstellung des Grundschiebers begonnen werden. Erst nach Richtigstellung des Grundschiebers verstellt man den Expansionsschieber.

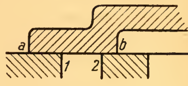


Abb. 52 Steuerkanten des Muschelschiebers

Das Einstellen des Schiebers bei der Verbesserung von Fehlern in der Dampfverteilung geht so vor sich, daß der Schieber je nach dem aus dem Diagramm festgestellten Fehler nach rechts oder nach links verschoben wird, daß also die Schieberstange verkürzt oder verlängert wird. Das Einstellen sei an einem Beispiel erläutert. Die Dampfeinströmung erfolge zu spät, wie sich beim Indizieren ergeben hat. Bei der Bewegung von links nach rechts in Abb. 52 gibt also die Schieberkante *a* die Kanalkante *1* zu spät frei. Der Schieber muß nach rechts verschoben werden, d. h. die Schieberstange ist zu kürzen.

In der nachfolgenden Tafel sind die am häufigsten vorkommenden Diagrammfehler und die Maßnahmen zur Abhilfe bei einer Doppel-

Steuerungs-moment	Fehler	Kolbenseite	Abhilfe		Gleichzeitige Beeinflussung			
					Vergrößerung		Verkleinerung	
					K	*D*	*K*	*D*
VE	zu früh	*K*	Grundschieberstange	verkürzen	*VA*	*VE, Ko*	*Ko*	*VA*
VE	zu spät	*K*	„	verlängern	*Ko*	*VA*	*VA*	*Ko, VE*
VE	zu früh	*D*	„	verlängern	*VE, Ko*	*VA*	*VA*	*Ko*
VE	zu spät	*D*	„	verkürzen	*VA*	*Ko*	*VE, Ko*	*VA*
VA	zu früh	*K*	„	verlängern	*VE, Ko*	*VA*	—	*Ko, VE*
VA	zu spät	*K*	„	verkürzen	—	*Ko, VE*	*VE, Ko*	*VA*
VA	zu früh	*D*	„	verkürzen	*VA*	*Ko, VE*	*VE, Ko*	—
VA	zu spät	*D*	„	verlängern	*VE, Ko*	—	*VA*	*Ko, VE*
Ko	zu groß	*K*	„	verkürzen	*VA*	*VE, Ko*	*VE*	*VA*
Ko	zu klein	*K*	„	verlängern	*VE*	*VA*	*VA*	*Ko, VE*
Ko	zu groß	*D*	„	verlängern	*VE, Ko*	*VA*	*VA*	*VE*
F	zu groß	*K*	Expansionsschieberstange	verkürzen	—	—	—	—
F	zu klein	*K*	„	verlängern	—	—	—	—

schiebersteuerung mit äußerer Einströmung angegeben. Es bedeutet: VE = Voreintritt, F = Füllung, VA = Voraustritt, Ko = Kompression, K = Kurbelseite, D = Deckelseite.

Kolbenschiebersteuerungen

Die bisher besprochenen Steuerungen von Dampfmaschinen, Muschelschieber-, Meyer- und Rider-Steuerung, sind Flachschiebersteuerungen. Sie sind einfach und halten dicht, da der Schieber durch den Dampfdruck fest gegen den Schieberspiegel gepreßt wird. Aus demselben Grunde ist aber auch die Schieberreibung sehr groß. Die Schieberbewegung erfordert daher bei hohen Dampfspannungen auch einen großen Kraftaufwand, da durch den Dampfdruck die Kraft auf die Gleitfläche sehr groß wird und der Reibungswiderstand, der bei der Bewegung des Schiebers überwunden werden muß, von der als Normalkraft bezeichneten Kraft des Schiebers gegen die Gleitfläche abhängig ist. Bei höheren Dampfspannungen ist daher die Flachschiebersteuerung unvorteilhaft.

Die beste Entlastung erhält man, wenn man an Stelle von Flachschiebern Kolbenschieber verwendet. Diese werden wegen des Fehlens jeder vom Dampf bewirkten Anpressung auch als entlastete Schieber bezeichnet.

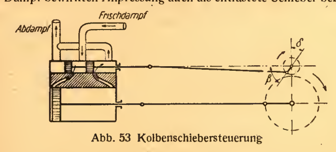


Abb. 53 Kolbenschiebersteuerung

In Abb. 53 ist das Schema einer solchen Kolbenschiebersteuerung dargestellt. Der Kolbenschieber läuft in einer zylindrischen Bohrung, der durchbrochenen Schieberbüchse. Die Durchbrechungen führen zu den Kanälen des Dampfzylinders. Die Kolben sind entweder dicht eingeschliffen, oder sie sind wie der Zylinderkolben mit federnden Kolbenringen versehen. Dadurch wird das dichte Abschließen dem Dampf gegenüber gewährleistet. Im Gegensatz zu den bisher besprochenen Steuerungen wird bei den Kolbenschiebersteuerungen der Dampf dem Dampfzylinder durch die Frischdampfleitung zwischen den beiden Kolben zugeführt. Der Abdampf dagegen tritt an den beiden Außenseiten der Kolben aus. Die äußere Abkühlungsfläche des Schiebergehäuses wird daher nicht mit Frischdampf, wie bei den bisher behandelten Steuerungen, sondern mit Auspuffdampf von niedrigerer Temperatur bespült. Da der Wärmeverlust dadurch geringer ist, wirkt sich dieser Umstand günstig auf den

Wirkungsgrad der Dampfmaschine aus. Es ist aber zu berücksichtigen, daß sich beim Kolbenschieber ein erheblich größerer schädlicher Raum ergibt als beim Flachschieber. Wie aus der Abbildung ersichtlich, wird bei der Kolbenschiebersteuerung der Dampfeinlaß von den inneren Kanten der beiden Schieberkolben und der Dampfauslaß von den äußeren Kolbenkanten geöffnet und geschlossen, während es bei der Muschelschieber- und Meyer-Steuerung umgekehrt ist. Dadurch ergibt sich, daß die Exzentereinstellung gegenüber den erwähnten Flachschiebersteuerungen verändert werden muß. Während der Exzenter bei diesen der Kurbel voreilen muß, eilt er bei der Kolbenschiebersteuerung der Kurbel nach. Derartige Schieber werden auch innenkantsteuernde Schieber oder Schieber mit innerer Einströmung genannt im Gegensatz zu den beschriebenen außenkantgesteuerten oder Schiebern mit äußerer Einströmung.

In Abb. 53 ist β der Nacheilungswinkel. Der Winkel $90° + \delta$ ist der Voreilungswinkel, den für dieselbe Maschine in der gleichen Totpunktlage der Exzenter mit der Kolbenkurbel bilden müßte, wenn sie mit außenkantsteuerndem Schieber ausgerüstet wäre.

Wie aus der Abbildung ersichtlich, liegt der Exzenter bei der Steuerung mit innerer Einströmung um 180° gegenüber einem Exzenter mit äußerer Einströmung zurück.

Wie wir gesehen haben, erfolgt die Veränderung des Füllungsgrades, entsprechend der wechselnden Belastung der Maschine, bei der Meyer-Steuerung und der Rider-Steuerung durch Verschiebung des Expansionsschiebers. Bei der Kolbenschiebersteuerung wird diese Füllungsänderung dadurch bewerkstelligt, daß der Exzenterhub vergrößert oder verkleinert wird. Diese Steuerungen haben also nur einen Schieber. Sie werden auch Einschieber-Expansionssteuerungen genannt. Der Exzenter ist dabei nicht fest auf der Welle aufgekeilt, sondern erhält einen Schlitz; in diesem ist er auf der Welle verschiebbar. Durch diese Verschiebung des Exzenters ergibt sich ein kleinerer oder größerer Exzenterhub, und damit erfolgt bei Einstellung eines kleineren Exzenterhubes infolge der abnehmenden Füllung eine Verringerung der Drehzahl der Maschine. Bei vergrößertem Exzenterhub wird infolge der damit vergrößerten Füllung die Drehzahl der Maschine gesteigert. Die Veränderung des Hubes erreicht man durch Anordnungen, wie sie in Abb. 54 und 55 dargestellt sind. Nach Abb. 54 wird der Exzenter in einem Gleitstück geführt. Nach Abb. 55 ist er mit einem längeren Arm versehen und bewegt sich um einen am Ende des Armes befindlichen Drehpunkt. Der Drehpunkt ist

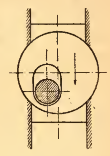


Abb. 54
Exzentrizitätsänderung durch Gleitstück

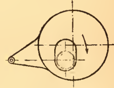


Abb. 55
Exzentrizitätsänderung durch Hebel

am Schwungrad oder an einer besonderen Scheibe befestigt, die mit der Kurbelwelle fest verbunden ist. Durch Bewegung in dem Gleitstück nach Abb. 54 oder durch Drehen um den Drehpunkt des Armes nach Abb. 55 wird der Exzenter in dem Schlitz auf der Welle verschoben. Daraus ergibt sich dann ein kleinerer oder größerer Exzenterhub.

Bei der Meyer- und Rider-Steuerung wird, wie wir gesehen haben, durch die Einstellung des Expansionsschiebers nur die Füllung, also das Ende der Einströmung oder der Beginn der Expansion verändert, während Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression durch den Grundschieber unveränderlich gesteuert werden und daher stets bei gleichen Kurbelstellungen erfolgen. Bei der Einschieber-Expansionssteuerung hat die Veränderung des Exzenterhubes außer der Verschiebung des Expansionsbeginns auch eine Änderung der drei anderen Dampfverteilungsperioden, Voraustritt, Kompression und Voreintritt, zur Folge. Es kommt nun nicht so sehr darauf an, ob die Vorausströmung oder die Kompression etwas früher oder später einsetzt. Von viel größerer Bedeutung ist es, wenn die Voreinströmung (Kurbelstellung bei Beginn der Einströmung) oder das lineare Voreilen des Schiebers (Länge, um die der Einlaß bei der Totpunktlage des Kolbens geöffnet ist) eine Verschiebung erfährt. Bei der Einschieber-Expansionssteuerung läßt es sich jedoch nicht ermöglichen, daß Vorausströmung und lineare Voreilung gänzlich unverändert bleiben.

Damit die Dampfmaschine während des Betriebes, auch bei stärkerer oder schwächerer Belastung sowie bei höherem oder geringerem Dampfdruck, mit gleicher Drehzahl läuft, erfolgt das Verstellen des Exzenters selbsttätig durch den Regler. Dieser ist als Achsen- oder Flachregler ausgebildet und unmittelbar auf der Kurbelwelle der Maschine neben dem Exzenter angebracht. Wird die Maschine entlastet oder bekommt sie Dampf von höherer Spannung, so würde sie bei gleichbleibender Füllung schneller laufen. Die Wirkungsweise des Reglers besteht nun darin, daß durch die größere Drehzahl der Maschine die Fliehkräfte der Fliehgewichte des Reglers zunehmen. Dadurch bewegen sich die Gewichte, die um einen Bolzen drehbar gelagert sind, im Gehäuse mehr nach außen. Durch eine Hebelübertragung wird der Schieberexzenter in der vorher besprochenen Weise verschoben, so daß die Füllung geringer wird und die Maschine wieder die normale Drehzahl bekommt. Wird umgekehrt die Belastung der Maschine größer oder der Dampfdruck geringer, so muß die Füllung größer werden, wenn die Drehzahl gleich bleiben soll. Die Fliehgewichte bewegen sich infolge der zunächst einsetzenden Drehzahlverminderung mehr nach innen und verschieben den Exzenter so, daß die Füllung zunimmt und dadurch die normale Drehzahl sich wieder einstellt.

Ventilsteuerungen

Die Ventilsteuerung ist eine Expansionssteuerung. Im Gegensatz zu den Schiebersteuerungen sind bei der Ventilsteuerung vier Dampfkanäle, für

jede Seite je ein Einlaß- und ein Auslaßkanal vorgesehen, so daß jedes Ventil einen besonderen Kanal steuert. Die beiden Einlaßventile sind oben, die beiden Auslaßventile unten am Zylinder angeordnet. Der Vorteil der getrennten Ein- und Auslaßkanäle liegt, besonders bei Sattdampfmaschinen, in der Verringerung des Wärmeaustausches. Weitere Vorzüge der Ventilsteuerung gegenüber der Schiebersteuerung sind darin zu erblicken, daß jedes Steuerorgan für sich eingestellt werden kann. Man ist deshalb in der Lage, die Dampfverteilung für jede Kolbenseite unabhängig von der anderen einzustellen und den Einfluß der endlichen Schub- und Exzenterstangenlängen am vollkommensten auszugleichen. Ein Nachteil der Ventilsteuerung besteht darin, daß das Ventil auf einen festen Sitz aufschlagen muß. Deshalb ist das Ventil für höhere Drehzahlen weniger geeignet als der Schieber. Dazu kommt der weitere Nachteil, daß das Ventil seine Öffnung mit der Geschwindigkeit Null beginnt und daß es beim Schließen wieder zur Ruhe gebracht werden muß. Die Forderung raschen Öffnens und Schließens führt daher zu sehr großen Beschleunigungen und Verzögerungen und damit im Augenblick des Ventilanhubes bzw. Ventilschließens zu Massenkräften, die trotz des verhältnismäßig geringen Ventilgewichtes größer sind als beim Schieber.

Die Ventile werden durch unrunde Scheiben oder Exzenter von einer besonderen Steuerwelle aus angetrieben. Diese liegt parallel zur Maschinenachse und rechtwinklig zur Hauptachse, von der sie durch Kegelräder (Übersetzung 1:1) angetrieben wird. Die Dampfverteilung ist die gleiche wie bei den Schiebersteuerungen. Die Einströmung des Dampfes in den Zylinder beginnt in dem Augenblick, in dem das betreffende Einlaßventil durch die Steuerung von seinem Sitz abgehoben wird. Der Beginn der Einströmung muß wie bei der Schiebersteuerung erfolgen, bevor die Kurbel in der Totpunktlage angekommen ist; es besteht also auch hier eine Voreinströmung. Das Einströmen, also die Füllung, dauert so lange, bis das geöffnete Einlaßventil geschlossen wird, worauf die Expansionsperiode des in dem Zylinder eingeschlossenen Dampfes erfolgt. Je nachdem das Einlaßventil früher oder später geschlossen wird, erhält der Zylinder eine kleinere oder größere Füllung und dementsprechend eine längere oder kürzere Expansionsperiode. Das Ende der Expansionsperiode fällt mit dem Beginn der Dampfausströmung zusammen. In diesem Augenblick öffnet das Auslaßventil, und zwar immer unverändert bei derselben Kurbelstellung kurz vor der Totpunktlage. Die Vorausströmung ist also stets die gleiche. Die Dampfausströmung hört mit dem Schließen des Auslaßventils auf, worauf die Kompressionsperiode beginnt, die wiederum beim Öffnen des Einlaßventils beendet ist. Es beginnt der Voreintritt, und das Spiel wiederholt sich. Im Gegensatz zur Schiebersteuerung bleibt das Ventil nach Abschluß des Dampfkanals in Ruhestellung, während der Schieber weiter bewegt wird. Das Gestänge der Ventilsteuerung muß also so eingerichtet sein, daß ein Leergang bei geschlossenem Ventil möglich ist. Bei diesem Leergang müssen die Ventile dicht auf ihrem Sitz aufliegen. Hieraus ist

bei Reparaturen am Steuerungsgestänge, besonders bei Erneuerung der Ventilspindel, zu achten.

Die Ventile werden als entlastete Doppelsitz- oder Glockenventile ausgeführt, da einfache Tellerventile infolge der Belastung durch den Dampfdruck einen zu hohen Kraftaufwand zum Anheben erfordern und beim Schließen mit zu großer Gewalt auf den Sitz gedrückt werden. In Abb. 56 ist ein solches Doppelsitzventil (Auslaßventil) dargestellt. Der Dampf strömt beim Anheben des Ventils an zwei Stellen aus. Der Dampfdruck belastet nur eine Ringfläche, die vom äußersten oberen und innersten unteren Sitzkreis gebildet wird. Die Ventile müssen möglichst in betriebswarmen Zustande sorgfältig eingeschliffen werden, da kalt eingeschliffene Ventile infolge von Formänderungen, die beim Heißwerden der Maschine am Ventilgehäuse auftreten, leicht undicht werden können.

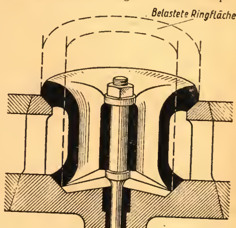


Abb. 56 Doppelsitzventil

Wie schon erwähnt, muß das Steuergestänge so ausgebildet sein, daß ein Leergang bei geschlossenem Ventil möglich ist. Zwischen Exzenterzugstange und Ventilspindel muß also ein Maschinenelement eingeschaltet sein, das die vom Exzenter übernommene Bewegung nur zeitweise auf das Ventil überträgt. Diese Elemente werden als Wälzhebel oder Schwingdaumen, auch Schubkurven genannt, ausgeführt.

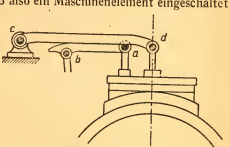


Abb. 57 Wälzhebelsteuerung

Eine Wälzhebelsteuerung ist in Abb. 57 dargestellt. Wälzhebelsteuerungen ermöglichen ein ruhiges, stoßfreies Anheben und Aufsetzen der Ventile und einen geräuschlosen Gang der Steuerung. Der Hebel a—b ist bei b mit der Exzenterstange verbunden und bewegt sich um den Bolzen a auf und ab. Beim Öffnen des Ventils legt er sich zunächst mit seinem äußersten rechten Ende gegen den zweiten Wälzhebel c—d, der um den Bolzen c schwingt und bei d das Ventil anhebt. Da der Berührungspunkt beider

Hebel dem Drehpunkt *a* sehr nahe liegt, erfolgt die Ventilöffnung mit sehr geringer Geschwindigkeit. Bei der Weiterbewegung wandert der Berührungspunkt sehr schnell nach links, so daß auch die Geschwindigkeit der in der Aufwärtsbewegung befindlichen Ventilspindel sehr schnell zunimmt, jedoch wieder abnimmt, sobald die stark nach unten gekrümmte Kurve bei *b* des Hebels *a—b* zur Wirkung kommt. Bei der Abwärtsbewegung des Hebels *a—b* erfolgt dieselbe Bewegung des Ventils in umgekehrter Reihenfolge. Das Ventil wird behutsam auf seinen Sitz gedrückt, während die Wälzhebel während der nun folgenden Expansions-, Ausströmungs- und Kompressionsperioden einen Leerlauf ausführen. Ein Nachteil der Wälzhebelsteuerungen besteht darin, daß durch das langsame Öffnen und Schließen der Ventile eine starke Drosselung des Dampfes, besonders bei schnellaufenden Maschinen, eintritt, und daß außerdem bei größeren Füllungen hohe Ventilhübe sowie große Beschleunigungskräfte erforderlich sind, da ja die Masse der Wälzhebel mit beschleunigt werden muß.

Eine der bekanntesten Schwingdaumensteuerungen ist die in Abb. 58 dargestellte Lentz-Steuerung.

Die Schubkurve befindet sich auf dem Schwinghebel *D* und ist so ausgebildet, daß sie unter Vermittlung der Roller die Ventilspindel anhebt. Das Senken des Ventils geschieht durch eine sogenannte Schlußfeder, die während der Ventilöffnung gespannt wird, anderseits aber auch bei noch aufsitzendem Ventil bereits eine „Vorspannung" hat. Diese Feder sichert die stete Berührung von Rolle und Daumen.



Abb. 58 Schwingdaumensteuerung

Nach den neueren Entwicklungen im Dampfmaschinenbau hat es den Anschein, als ob unter den Ventilsteuerungen den Schubkurvensteuerungen die Zukunft gehört.

Was das Steuerungssystem allgemein betrifft, so kann abschließend folgende Feststellung gemacht werden:

In der Regel wendet man heute Ventile oder einfache Kolbenschieber mit federnden Dichtungsringen an. Flachschieber kommen höchstens noch für Sattdampfmaschinen bis etwa 8 atü Dampfspannung oder für die Niederdruckzylinder kleinerer Verbundmaschinen in Betracht. Für kleine und mittlere Leistungen ist der einfache Kolbenschieber mit federnden Dichtungsringen dem Ventil durchaus gleichwertig. Für große Leistungen werden die Abmessungen des Kolbenschiebers und damit die Schieberreibung und -abnutzung zu groß. In diesem Falle ist die Ventilsteuerung wirtschaftlicher.

Kondensation

Strömt der Dampf nach seiner Arbeitsverrichtung im Zylinder der Dampfmaschine ins Freie, so muß er den äußeren Luftdruck sowie den

Strömungswiderstand in der Auspuffleitung überwinden. Der während der Ausströmperiode auf den Kolben wirkende Gegendruck beträgt dabei etwa 1,1 bis 1,2 ata. Leitet man dagegen den Abdampf in einen mittels Wasser gekühlten Raum, den sogenannten Kondensator, so schlägt er sich nieder, und es entsteht hinter dem Kolben ein druckerniedrigter Raum. Die Luftleere wird hierbei um so größer, je größer die Menge und je geringer die Temperatur des Kühlwassers ist. Die Luftleere oder, richtiger gesagt, die Luftverdünnung, entsteht dadurch, daß das Volumen, das der niedergeschlagene Dampf einnimmt, also das Wasservolumen, bedeutend kleiner ist als das ursprüngliche Dampfvolumen. Der vorher von dem Dampfvolumen eingenommene Raum wird also leer, allerdings nicht vollständig leer, denn durch die Mischung mit dem Dampf wird das Kühlwasssr erwärmt und verdampft unter dem Einfluß der Luftverdünnung. Es ist bekannt, daß Wasser bei atmosphärischem Druck und bei einer Temperatur von 100° an zu sieden beginnt, während es bei niedrigerem Luftdruck, z. B. auf hohen Bergen, schon bei Temperaturen unter 100° zu verdampfen beginnt. Aus diesen Gründen ist der Kondensator infolge der Anwesenheit des erwärmten Kühlwassers stets mit Dampf gefüllt, dessen Druck dem der höchsten Kühlwassertemperaturen entspricht. Außer dem Dampf befindet sich auch noch Luft in dem Kondensator. Diese gelangt mit dem Kühlwasser, das immer etwas lufthaltig ist, in den Kondensator. Von größerer Bedeutung jedoch ist die durch Undichtheiten eindringende Luftmenge. Solche Undichtheiten befinden sich in mehr oder weniger starkem Maße an den Flanschen der Verbindungsleitung vom Zylinder zum Kondensator. Man prüft diese Leitung auf Undichtheit, indem man die Flamme einer Öllampe oder einer Kerze den Flanschen nähert. Wird die Flamme nach dem Inneren der Leitung eingesaugt, so ist die Leitung an der Flanschstelle undicht. Auch durch undichte Stopfbuchsen kann während des Auspuffhubes Luft in den Zylinder einströmen.

Durch die Anwendung der Kondensation wird also der Gegendruck während der Ausströmperiode herabgesetzt und dadurch der wirksame Arbeitsdruck des Dampfes im Zylinder und damit die Leistung erhöht.

Soll die erreichte Luftverdünnung im Kondensator dauernd bestehen bleiben, so muß außer dem Kühlwasser und dem niedergeschlagenen Dampf auch die in den Kondensator eingedrungene Luft abgesaugt werden. Zu einer Kondensationsanlage gehört deshalb auch eine Luftpumpe. Häufig ist aber die Kühl- oder Einspritzwasserpumpe zugleich auch Luftpumpe.

Bei der sogenannten Einspritzkondensation wird das Kühlwasser durch eine doppelt wirkende Wasserpumpe aus einem Brunnenschacht angesaugt und tritt durch ein Rohr, das auf seiner ganzen Länge mit einer Anzahl von 3 bis 4 mm großen Löchern versehen ist, in Form einer Brause aus. In den gleichen Raum, in dem sich dieses Einspritzrohr befindet, strömt auch der aus dem Zylinder kommende Abdampf, der sich sofort zu Wasser niederschlägt. Das Gemisch aus Kühlwasser und Dampf wird nun von der Wasserpumpe durch Saugventile angesaugt und durch Druckventile in

einen Raum gedrückt, aus dem es in die Atmosphäre abfließt. Der Einspritzkondensator ist im Grunde genommen also weiter nichts als eine Wasserpumpe, deren Saugrohr am Einspritzrohr, also an der Dampfaustrittsstelle, unterbrochen ist. Zur Erzielung einer guten Luftverdünnung rückt man den Kondensator möglichst dicht an den Dampfaustritt aus dem Zylinder heran, d. h. man macht die Abdampfleitung recht kurz.

Der Kondensator wird gewöhnlich in einer Unterkellerung des Dampfmaschinenhauses aufgestellt. Das hat den Vorteil, daß die Saughöhe der Pumpe verringert wird; außerdem wird die Entwässerung der Dampfleitung zwischen Zylinder und Kondensator erleichtert, da das sich hier niederschlagende Wasser der Pumpe selbsttätig zuläuft. Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch ein Gestänge entweder vom Kurbelzapfen oder von dem hinteren Ende der durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine aus. Zuweilen findet man auch Pumpen, die durch einen Elektromotor gesondert angetrieben werden.

Versagt der Kondensator während des Betriebs, so muß die Maschine abgestellt werden. Nimmt die Beseitigung der Störung am Kondensator längere Zeit in Anspruch, so kann die Maschine auch mit Auspuff arbeiten. Zu diesem Zwecke wird mittels eines Dreiwegeventils der Zugang des Abdampfes in den Kondensator verschlossen, so daß der Dampf durch ein Auspuffrohr ins Freie tritt. Im allgemeinen kann das Arbeiten einer Kondensationsmaschine mit Auspuff nur ein kurzfristiger Notbehelf sein. Der Gang der Maschine wird in solchem Falle nicht nur schwer und pochend, sondern der Dampfverbrauch wächst auch so stark an, daß die Kesselhausbedienung meist größte Mühe aufwenden muß, um die genügende Dampfmenge zu schaffen.

Um Störungen im Kondensationsbetrieb möglichst zu vermeiden, ist dafür Sorge zu tragen, daß der Zufluß des Wassers zur Kondensatorpumpe ungehindert vor sich gehen kann. Zu diesem Zwecke sind der Saugkorb am unteren Ende der Saugleitung sowie das Einspritzrohr regelmäßig zu reinigen, da sie sich im Laufe der Zeit voll Schmutz setzen und dann, wenn sie auch nur teilweise verstopft sind, sehr leicht ein Versagen der Kondensatorpumpe verursachen. Sämtliche Rohrleitungen, die zum Kondensator führen, müssen ferner gut dicht gehalten werden. Als Dichtungsmaterial verwendet man Gummi. Die Wassertröge, die an den Stellen angebracht sind, wo die Kolbenstange durch das Gehäuse des Kondensators hindurchgeht, sind regelmäßig mit Wasser zu füllen, damit durch die Stopfbuchsen keine Luft in den Kondensator gelangen kann. Von Zeit zu Zeit sind auch die Ventilgummiklappen der Pumpenventile nachzusehen, da es vorkommen kann, daß diese nach längerem Gebrauch reißen. Solche losgerissene Gummiklappen werden dann meist vom Wasser mit fortgerissen und können beim Durchgang durch die Pumpe andere Klappen mit losreißen. Zur Erleichterung der Prüfung der Gummiklappen sind die Ventilkammern seitlich mit großen abschraubbaren Deckeln versehen.

Da der Kolben der Kondensatorpumpe häufig aus Holz hergestellt ist, ist eine besondere Schmierung nicht möglich; in geringem Maße findet lediglich eine Schmierung durch das ölhaltige Kondensatwasser statt. Ist nun ein solcher Kolben stark abgenutzt, so hält er nicht mehr dicht, die Wirkung der Pumpe läßt nach, und der Unterdruck im Kondensator wird verschlechtert. Der Kolben muß deshalb öfters erneuert werden. Damit das Auswechseln schnell vor sich gehen kann, sind Reservekolben bereitzuhalten. Diese müssen mehrere Wochen vor ihrer Verwendung im Wasser liegen, damit sie nach ihrem Einbau nicht aufquellen, was schweren Gang des Kolbens, unter Umständen auch ein Abreißen der Schwinghebel zur Folge haben kann. Man dreht deshalb die Holzkolben erst unmittelbar vor ihrem Einsetzen in die Pumpe auf das richtige Maß ab.

Beim Ingangsetzen und beim Abstellen der Maschine ist folgendes zu beachten: Das am Zylinder befindliche Dampfabsperrventil wird, nachdem die Maschine genügend angewärmt ist, beim Ingangsetzen nur so viel geöffnet, daß die Maschine in Bewegung kommt. Nach einigen Umdrehungen wird das Einspritzventil, das den Zugang des Kühlwassers zur Kondensatorpumpe abschließt und das vom Maschinenflur aus bedient wird, geöffnet, und die Ablaßhähe am Zylinder werden geschlossen. Die im Zylinder befindliche geringe Dampfmenge, die während der ersten Umdrehungen zum Teil durch die geöffneten Ablaßhähne entweichen kann, wird nun im Kondensator durch das eingespritzte Kühlwasser vollständig niedergeschlagen. Nunmehr wird das Dampfabsperrventil so weit geöffnet, daß die Maschine auf die normale Drehzahl kommt. Es ist in jedem Falle darauf zu achten, daß das Dampfabsperrventil nicht zu rasch geöffnet wird, weil dann bei dem zu schnellen Gang der Maschine das Ventil wieder geschlossen werden müßte. Bei dem dann eintretenden Leerlauf ohne Dampfzutritt könnte leicht ein Überreißen des Wassers aus dem Kondensator in den Zylinder und dadurch eine Beschädigung durch Wasserschlag eintreten.

Beim Abstellen der Maschine ist zunächst das Dampfabsperrventil so weit zu schließen, daß die Maschine langsam läuft. Bevor das Ventil vollständig geschlossen wird, sind die Entwässerungshähne am Zylinder zu öffnen, damit Luft von außen in den Zylinder eintritt und durch den Auslaß zum Kondensator gelangt, wo die Luftverdünnung aufgehoben wird. Gleichzeitig ist auch, bevor das Dampfabsperrventil ganz geschlossen wird, das Einspritzventil zu schließen. Bei Beachtung dieser Vorschriften kann kein Wasser aus dem Kondensator in den Zylinder gelangen, was auch wegen der damit verbundenen Schäden infolge Wasserschlag unter allen Umständen vermieden werden muß. Also: Beim Anlassen zuerst Dampf, dann Wasser anstellen; beim Stillsetzen zuerst Wasser, dann Dampf abstellen.

Um einen genügend großen Unterdruck im Kondensator zu erzielen, muß das Kühlwasser, wie bereits erwähnt, eine möglichst niedrige Temperatur besitzen. Bei Brunnenwasser kann mit einer Durchschnitts-

temperatur von 8 bis 15°, bei Kühlwasser, das einem Flußlaufe oder einem Teiche entnommen wird, mit einer durchschnittlichen Temperatur von 10 bis 20°, oder, wenn es einem Rückkühler entnommen wird, mit einer Temperatur von 25 bis 35° gerechnet werden. Durch die Aufnahme der Dampfwärme im Kondensator steigt die Kühlwassertemperatur auf etwa 35 bis 40°. Die im Kühlwasser enthaltene Wärme wird deshalb gern der Kesselspeisung nutzbar gemacht. Soll nun das Kühlwasser als Kesselspeisewasser Verwendung finden, so ist es, bevor es in den Kondensator kommt, durch einen Ölabscheider zu leiten und vom Öl zu befreien, da ölhaltiges Speisewasser den Kessel gefährdet.

Es wurde schon erwähnt, daß der Nutzen der Kondensation darin besteht, daß der Kolben nicht, wie bei Auspuffmaschinen, beim Dampfaustritt aus dem Zylinder den äußeren Luftdruck zu überwinden hat, sondern nur den im Kondensator herrschenden Druck. Es ist ohne weiteres einleuchtend, daß damit eine Leistungssteigerung der Maschine verbunden ist. Wärmetechnisch gesehen ergibt sich der Nutzen der Kondensation daraus, daß der Wärmeinhalt des im Kondensator niederzuschlagenden Abdampfes je kg Dampf etwa 625 kcal beträgt (einem Druck von 0,25 ata entsprechend), während der Wärmeinhalt des Abdampfes bei Auspuffmaschinen, einem Drucke von 1,1 ata entsprechend, sich zu rund 640 kcal je kg Dampf ergibt. Die Kondensationsmaschine nutzt also $640 - 625 = 15$ kcal Dampf mehr für die Umsetzung in Arbeit aus als die Auspuffmaschine. Trotzdem ist der Auspuffbetrieb dem Kondensationsbetrieb wärmetechnisch gesehen dann überlegen, wenn der Auspuffdampf noch zum Anwärmen des Kesselspeisewassers oder für sonstige Heizzwecke nutzbar gemacht und ihm seine Verdampfungswärme entzogen wird. Die Verdampfungswärme von 1 kg Auspuffdampf von 1,1 ata beträgt nämlich 538 kcal, während durch die Kondensation, wie wir gesehen haben, nur 15 kcal je kg Dampf mehr nutzbar gemacht werden als bei Auspuffbetrieb. Den bisherigen Betrachtungen war die Einrichtung eines sogenannten Einspritzkondensators zugrunde gelegt. In Fällen, wo das Kondensat notgedrungen wieder gespeist werden muß, also z. B. bei Schiffsmaschinen und vielfach auch dort, wo der Abdampf zur Wasser- oder Lufterwärmung ausgenutzt werden soll, wendet man den Oberflächenkondensator an. Beim Oberflächenkondensator kommt der Abdampf mit dem Kühlwasser in keinerlei Berührung. Der Dampf kondensiert hier an den Außenflächen von Messingröhren, die innen vom Kühlwasser durchströmt werden. Seltener wird der Dampf durch die Röhren und das Kühlwasser um diese geführt, da in solchem Falle die Reinigung der eng beisammenliegenden Röhren von Schmutz und Kesselstein erschwert wird. Das Kühlwasser wird durch eine besondere Kühlwasserpumpe, meist eine mit einem Antriebsmotor direkt gekuppelte Schleuderpumpe, zugeführt. Die Entfernung des Kondensats und des Dampfluftgemisches geschieht entweder gemeinsam durch eine Naßluftpumpe oder durch zwei getrennte Pumpen, eine Kondensat- und eine Luftpumpe.

Wo nicht genügend Kühlwasser für die Kondensation vorhanden ist, verwendet man Rückkühlanlagen. Eine Rückkühlanlage hat die Aufgabe, dem Kühlwasser die im Kondensator aufgenommene Wärme zu entziehen, so daß immer dieselbe Wassermenge zur Kühlung verwendet werden kann. Die gebräuchlichsten Rückkühler sind die Kaminkühler, hohe Türme aus Holz, Eisen oder Beton, die im unteren Drittel mit Rieselvorrichtungen versehen sind. An diesen Rieselvorrichtungen rieselt das erwärmte Wasser fein verteilt herunter, wobei es verdunstet. Da Verdunstung nun das gleiche wie Verdampfung ist, wird die aufzubringende Verdampfungswärme dem Kühlwasser entzogen. Durch die feine Verteilung des Kühlwassers soll der Luft eine möglichst große Oberfläche geboten werden. Da die Luft bei der Verdunstung des Kühlwassers sich erwärmt, steigt sie, leichter geworden, nach oben, und kalte Luft strömt von unten nach. Es ist also, wie bei jedem Kamin, ein Zug vorhanden, weshalb diese Art Kühler auch Kaminkühler genannt wird.

In dem Kreislauf des Kühlwassers muß das durch Verdunstung verlorengegangene Wasser ersetzt werden. Bei der Einspritzkondensation mischt sich das Kühlwasser mit dem Kondensat des Dampfes, und diese Menge ist mehr als hinreichend, um den Verlust an verdunstetem Wasser zu ersetzen.

Von den Verbrennungskraftmaschinen

Der Viertaktmotor

Die Verbrennungskraftmaschine ist die gebräuchlichste Energiequelle für Kraftwagen, Flugzeuge, landwirtschaftliche Maschinen, Zugmaschinen usw. Im Gegensatz zur Dampfmaschine liegt der Vorteil der Verbrennungskraftmaschine in ihrer ständigen Betriebsbereitschaft und in ihrem verhältnismäßig geringen Gewicht. Außerdem läßt sich der Treibstoff bequem mitführen und leicht ergänzen. Als Treibstoff wird Leichtkraftstoff (Benzin, Benzol, Sprit und deren Gemische) oder Schwerkraftstoff (Schweröle) verwendet. Die mit Leichtkraftstoff betriebenen Verbrennungskraftmaschinen werden nach ihrem Erfinder „Ottomotoren" und die mit Schwerkraftstoff betriebenen Maschinen nach ihrem Erfinder „Dieselmotoren" genannt. Nach der Art des Lade- und Entladevorgangs unterscheiden wir zwei Arten von Motoren: den Viertaktmotor und den Zweitaktmotor.

Wirkungsweise des Viertakt-Otto-Motors:

Den Weg des Kolbens von oben nach unten oder von unten nach oben nennt man den Hub des Kolbens. Hat der Kolben seine äußerste Stellung erreicht, so befindet er sich im oberen Totpunkt. Seine tiefste Stellung nennt man unteren Totpunkt. Den Raum, den der Motor auf seinem Wege vom oberen bis zum unteren Totpunkt freigibt, nennt man Hubraum (Abb. 59).

Der Kolben bewegt sich geradlinig im Zylinder hin und her. Da sich die Kurbelwelle aber drehen muß, muß diese geradlinige Bewegung in

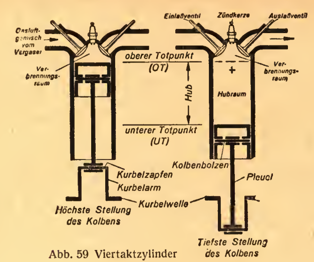


Abb. 59 Viertaktzylinder

eine drehende Bewegung umgewandelt werden. Dies geschieht durch das Pleuel. Das Pleuel ist mit einem Ende durch den Kolbenbolzen (siehe Abb. 59) mit dem Kolben verbunden; mit dem anderen Ende umfaßt es den Kurbelzapfen. Bewegt sich der Kolben einmal hin und her, so dreht das Pleuel die Kurbelwelle einmal im Kreise herum, wie in Abb. 60 durch den Pfeil angedeutet ist.

Nun wollen wir uns die Wirkungsweise des Viertaktmotors klarmachen. Wir betrachten dabei einen einzelnen Zylinder. In Wirklichkeit haben Verbrennungskraftmaschinen meistens 4 oder 6, manchmal auch 8 oder 12 Zylinder.

Wenn wir den Motor laufen lassen wollen, so müssen wir den Kolben zunächst mit Hilfe des Anlassers oder in Notfällen vermittels der Andrehkurbel in Bewegung bringen.

Aus eigener Kraft kann sich der Motor nicht in Bewegung setzen. Ein Verbrennungsmotor muß also im Gegensatz zur Dampfmaschine und elektrischen Maschine zunächst durch eine Hilfskraft in Gang gebracht werden.

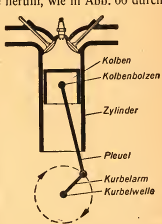


Abb. 60 Schematische Darstellung eines Kurbeltriebs

Durch die Betätigung des Anlassers oder der Andrehkurbel bringen wir die Kurbelwelle in Drehbewegung. Diese Bewegung überträgt sich durch das Pleuel auf den Kolben. Während die Kurbelwelle eine halbe Umdrehung macht, bewegt sich der Kolben vom oberen zum unteren Totpunkt. Hierbei vergrößert sich der Verbrennungsraum um den Hubraum (siehe Abb. 59); es entsteht also ein luftverdünnter Raum. Gleichzeitig öffnet sich zwangläufig das Einlaßventil. Dieser luftverdünnte Raum saugt aus dem Vergaser das Kraftstoff-Luft-Gemisch an.

Diese Ansaugbewegung des Kolbens nennt man den Ansaugtakt (Abb. 61 a).

Hat der Kolben den unteren Totpunkt erreicht, so schließt sich das Einlaßventil; beide Ventile sind nunmehr geschlossen. Die Kurbelwelle dreht

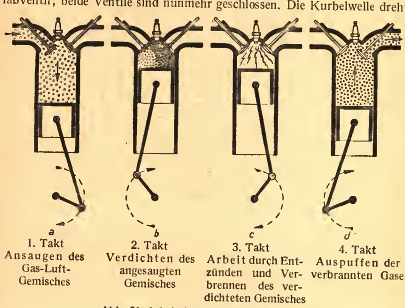


Abb. 61 Arbeitsfolge eines Viertakters

sich aber weiter. Der Kolben bewegt sich jetzt aufwärts und preßt hierbei das Gas-Luft-Gemisch bis auf einen Druck von 8 bis 12 kg/cm² zusammen (Abb. 61 b). Diese Bewegung des Kolbens nennt man Verdichtungstakt. Durch die Verdichtung ist das Gas-Luft-Gemisch explosionsfähiger geworden. Im Augenblick der höchsten Verdichtung entzündet sich das Kraftstoffgemisch durch einen an der Zündkerze überspringenden elektrischen Funken. Durch die Verbrennung steigt der Druck des verdichteten Gemisches um etwa das Vierfache, also auf rund 30 bis 40 kg/cm². Dieser hohe Druck treibt den Kolben abwärts. Nunmehr leistet der Kolben erstmals Arbeit. Man nennt diesen Takt den Arbeitstakt (Abb. 61 c).

Während bei den beiden ersten Takten die Kurbelwelle den Kolben bewegt hat, wird nunmehr die Bewegung des Kolbens auf die Kurbelwelle übertragen. Der Motor ist in Gang.

Infolge der Schwungkraft des Schwungrades drückt die Kurbelwelle den Kolben wieder nach oben. Inzwischen hat sich das Auslaßventil automatisch geöffnet. Der Kolben drückt die verbrannten Gase, auch Abgase genannt, aus dem Zylinder heraus (Abb. 61 d). Man nennt diesen Takt den Auspufftakt.

Wenn der Kolben den oberen Totpunkt erreicht hat, schließt sich das Auslaßventil, und gleichzeitig öffnet sich wieder das Einlaßventil. Damit beginnt das Arbeitsspiel von neuem. Am Schließen des Auslaßventils und gleichzeitigen Öffnen des Einlaßventils, dem Ventilwechsel, erkennt man, daß der erste Takt beginnt.

Im ganzen hat, wie wir geschildert haben, das Arbeitsspiel vier Takte. Man nennt daher einen solchen Motor Viertaktmotor. Wie wir gesehen haben, leistet nur einer, der dritte von diesen vier Takten, Arbeit, während bei den anderen drei Takten der Kolben bewegt werden muß, also Arbeit verzehrt. Damit nun der Motor zwischen zwei Arbeitstakten nicht stehenbleibt, ist an der Kurbelwelle ein Schwungrad angebracht. Dieses besteht aus einer verhältnismäßig großen Masse. Sobald es beim ersten Arbeitstakt in Bewegung gesetzt worden ist, sucht es infolge seiner schweren Masse in Bewegung zu bleiben und hilft so dem Triebwerk (Kurbelwelle, Pleuel, Kolben) über die kraftverzehrenden Leertakte (4., 1. und 2. Takt) hinweg.

Der Zweitaktmotor

Der Arbeitskreislauf beim Zweitaktmotor ist grundsätzlich gleich dem des Viertaktmotors. Dagegen ist der Ablauf der Arbeitsvorgänge verschieden.

1) Die Arbeitsweise des neuzeitlichen Dreikanal-Zweitakters

Beim Aufwärtsgehen des Kolbens (Abb. 62a) entsteht im druckdicht abgeschlossenen Kurbelgehäuseraum ein Unterdruck, der dazu benutzt wird, das Frischgas in das Kurbelgehäuse durch einen Einlaßschlitz einströmen zu lassen. Der Kolben gibt diesen Einlaßschlitz bei etwa einem Fünftel des Kolbenweges vor Erreichung des oberen Totpunktes mit seiner Unterkante frei. Zugleich wird die Gemischladung über dem Kolben verdichtet. Kurz vor Erreichung des oberen Totpunktes springt an der Kerze ein Zündfunke über, der die Gemischladung zur Entzündung und Verbrennung bringt. Dadurch dehnt sich diese aus und treibt den Kolben, der inzwischen den oberen Totpunkt überschritten hat, wieder abwärts, es erfolgt also die Energieabgabe. Beim Abwärtsgehen des Kolbens (Abb. 62b) wird der Einlaßschlitz wieder geschlossen und das im Kurbelgehäuse befindliche Frischgas zunächst verdichtet. Kurze Zeit vor Erreichung des unteren Totpunktes legt die obere Kolbenkante den Über-

strömschlitz in der Zylinderwand frei, der durch den Überströmkanal mit dem Kurbelgehäuseraum in Verbindung steht. Das verdichtete Gasgemisch kann somit durch diesen Kanal und den geöffneten Schlitz in den Raum über dem Kolben einströmen (Abb. 62c). Durch entsprechende

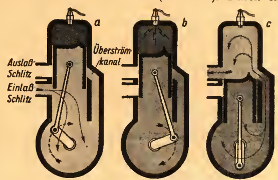


Abb. 62 Arbeitsfolge eines Zweitakters

Ausbildung des Kolbenbodens oder entsprechende Anordnung des Überströmkanals wird der Frischgasstrom zuerst nach oben zum Zylinderkopf gelenkt. Dadurch wird verhindert, daß die Frischgase durch den offen stehenden Auslaßschlitz abwandern. Der Kolben geht nach Überschreitung des unteren Totpunktes wieder nach oben, und das Spiel beginnt von neuem. Vor Erreichung des unteren Totpunktes legt die obere Kolbenkante den Auslaßschlitz frei. Hierdurch können die verbrannten Gase durch die Auspuffleitung entweichen.

Es ergibt sich somit folgende Wirkungsweise:

1. Takt: Unterhalb des Kolbens: Ansaugen des Frischgases ins Kurbelgehäuse.
   Oberhalb des Kolbens: Verdichten und Entzünden der Gemischladung.
2. Takt: Unterhalb des Kolbens: Vorverdichten des Frischgases im Kurbelgehäuseraum.
   Oberhalb des Kolbens: Verbrennen des Gasgemisches (Arbeitshub). Ausströmen der verbrannten Gase und Überströmen der Frischgase aus dem Kurbelgehäuseraum in den Verbrennungsraum.

Der Gasein- und -austritt wird also beim normalen Dreikanal-Zweitakter durch Kanäle in der Zylinderwand, das Öffnen und Schließen der Kanäle durch die Kolbenober- und -unterkante bewirkt. Es sind somit keinerlei zusätzliche Steuerorgane notwendig. Aus der Eigenart der Zweitakterarbeitsweise ergibt sich ferner die doppelte Zündfolge des Viertakters, so daß jeder Abwärtsgang des Kolbens ein Arbeitshub ist.

2) Eingehende Betrachtung der einzelnen Arbeitsvorgänge

Der Eintritt der Frischgase in das Kurbelgehäuse wird, wie bereits beschrieben, durch die Kolbenunterkante gesteuert. Der durch das Hochgehen des Kolbens im gasdicht abgeschlossenen Kurbelgehäuse erzeugte Unterdruck gleicht sich mit dem atmosphärischen Druck aus, so daß die Luft, die sich beim Vorbeistreichen an der Düse im Vergaser mit Kraftstoff anreichert, in den Raum unterhalb des Kolbens einströmt. Der Ansaugkanal selbst ist sehr kurz. Er läßt sich deshalb leicht bearbeiten, so daß sich die sonst bei langer Gasführung entstehenden Gasecken und Strömungssäcke nicht bilden können.

Für die Gaseinströmperiode steht zwar kein ganzer Kolbenhub zur Verfügung, jedoch wird durch die völlig freien Ansaugquerschnitte eine gute Füllung des Kurbelgehäuses gewährleistet. Außerdem bleibt noch beim Abwärtsgehen des Kolbens der Ansaugschlitz etwas offen, so daß durch das Beharrungsvermögen der einströmenden Gassäule noch ein Nachströmen erfolgt, wodurch eine Erhöhung der Füllung erzielt wird.

Für ein einwandfreies Arbeiten des Zweitaktmotors ist es sehr wichtig, daß das Kurbelgehäuse nicht nur öl-, sondern auch gasdicht abgeschlossen wird; denn von einer guten Vorverdichtung des Gasgemisches hängt zum Teil die Füllung und damit die Leistung des Motors ab. Das Kurbelgehäuse darf nur über die Ansaugleitung und den Überströmkanal mit der Außenluft in Verbindung stehen. Deshalb ist besonders darauf zu achten, daß die Wellendurchgänge gut abgedichtet sind und eine einwandfreie Abdichtung des Kolbens durch die Kolbenringe vorhanden ist.

Die Öffnungszeiten der Überström- und Auslaßkanäle überschneiden sich. Wenn der Kolben von oben nach unten geht, so gibt er zunächst den Auslaßkanal frei, gleich darauf wird der Überströmkanal geöffnet. Beim Hochgehen des Kolbens wird dieser Überströmkanal dann um dieselbe Hubdifferenz früher geschlossen. Überström- und Auslaßkanäle sind somit meist gleichzeitig offen. Damit aber die eintretenden Frischgase nicht sofort zu den Auslaßschlitzen hinaus entweichen, wird der Kolbenboden so geformt, daß die einströmenden Gase nach dem Zylinderkopf gelenkt werden. Durch geeignete Ausbildung dieser Kolben (sogenannte Nasenkolben) ist man in der Lage, eine genügende Trennung von Neu- und Altgasen zu erreichen.

Beim Hochgehen des Kolbens schließt dieser, wie schon erwähnt, nacheinander den Überström- und den Auslaßkanal. Durch die Trägheit der Gase wird auch hier, von einer gewissen Drehzahl an, eine Rückströmung der Frischgase durch den Überströmkanal verhindert, während die Reste der verbrannten Gase von den zum Zylinderkopf gelenkten Frischgasen durch den Auslaßschlitz hinausgespült werden.

Verdichtung und Entzündung der Frischgasladung entspricht den gleichen Vorgängen wie beim Viertaktmotor.

Das Gas benötigt vom Augenblick der Entzündung bis zur Verbrennung eine gewisse Zeit. Da die völlige Durchbrennung der Gase gerade dann

erwünscht ist, wenn der Kolben im oberen Totpunkt angelangt ist, so muß die Entzündung des Gasgemisches schon eine gewisse Zeit vor Erreichung des oberen Totpunktes erfolgen.

Die Schmierung des Motors ist eine sogenannte Gemischschmierung. Dem Kraftstoff wird in einem bestimmten Verhältnis Schmieröl beigegeben. Das Mischungsverhältnis beträgt z. B. 1:15 während der Einfahrtzeit, später 1:20. Die Firmen geben hier besondere Anweisungen heraus, die genau eingehalten werden müssen. Das Kraftstoff-Schmieröl-Gemisch wird im Vergaser mit der Verbrennungsluft gemischt, so daß das Öl in fein verteiltem Zustand in das Kurbelgehäuse und an alle Teile kommt, die geschmiert werden sollen. Diese sogenannte Mischungsschmierung hat den Vorzug, daß keine Ölkontrolle notwendig, ein Einfrieren des Öls unmöglich ist und ein Ölwechsel (Sommer- und Winteröl) sich erübrigt. Ferner fallen Ölpumpe, Öltank und Ölleitung weg. Außerdem ist schnellster Start bei tiefen Temperaturen und sofortige Schmierung mit dem ersten Kraftstofftropfen möglich.

Der Zweitaktmotor hat, wie bereits erwähnt, bei gleicher Drehzahl die doppelte Zahl von Arbeitstakten, wie der Viertaktmotor. Theoretisch müßte demnach ein Zweitaktmotor die doppelte Gesamtleistung eines gleichdimensionierten Viertakters abgeben. Dies ist jedoch nicht der Fall. Nachteilig sind beim Zweitaktmotor der nicht ganz vermeidbare Spülverlust und die Beimengung von Abgasrückständen zu den Frischgasen. Diese Nachteile verursachen auch meist die Aussetzer bei stark abgedrosselten Motoren, besonders bei niedrigen Drehzahlen. Ferner stehen für den Lade- und Entladevorgang nicht wie beim Viertaktmotor zwei ganze Kolbenhübe zur Verfügung, sondern nur etwa der dritte Teil hiervon.

Allgemein können wir sagen, daß ein moderner Einkolben-Zweitakter etwa 30% Mehrleistung gegenüber dem gleichdimensionierten Viertakter aufweist. Das Ziel der Zweitakter-Konstrukteure ist es aber, der Verdoppelung der entsprechenden Viertaktleistung näherzukommen. In letzter Zeit sind deshalb mehrere Sonderkonstruktionen entstanden.

Von der Schmierung

Schmiermittel

Bei allen Maschinen spielt die richtige Schmierung der gleitenden Teile für die Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit eine ausschlaggebende Rolle; denn die Reibung von Metall auf Metall ist so groß, daß bei den bewegten Teilen nicht nur viel Energie unnötig verbraucht würde, sondern auch eine erhebliche Temperaturerhöhung sowie ein starker Verschleiß der Gleitflächen eintreten müßte. Die Wirkung des Schmiermittels beruht nun darauf, daß die aufeinander gleitenden Flächen sich mit einer dünnen Öl- oder Fettschicht überziehen und dadurch nicht unmittelbar mitein-

ander in Berührung kommen. Es läuft also nicht Metall auf Metall, sondern Öl auf Öl. An die Stelle der beträchtlichen Reibung der Metalle tritt die weit kleinere Reibung des Schmiermittels.

An ein gutes Schmiermittel müssen verschiedene Anforderungen gestellt werden, wenn es seinen Zweck den jeweiligen Verhältnissen entsprechend erfüllen soll. So muß das Schmieröl z. B. bei sehr dünnen, mit hoher Umdrehungszahl umlaufenden Spindeln (Spinnmaschinen) dünnflüssiger sein als bei einer mit geringen Drehzahlen umlaufenden schweren Schwungradwelle einer Dampfmaschine. Würde man nämlich im letzteren Falle dünnflüssiges Schmieröl verwenden, so würde es aus dem Lager seitwärts herausgedrängt, und ein Warmlaufen und Beschädigen des Lagers sowie ein überaus hoher Schmierölverbrauch wären die unausbleiblichen Folgen. Anderseits würde dickflüssiges Schmieröl bei schnell umlaufenden dünnen und wenig belasteten Spindeln einen viel zu hohen Kraftverbrauch erfordern. Man spricht deshalb bei Schmierölen von einer bestimmten Zähflüssigkeit oder Viskosität. Vielfach ist das Schmieröl auch hohen Temperaturen ausgesetzt, z. B. in Zylindern der Dampfmaschinen und Lokomotiven. Hier darf sich das Öl unter dem Einfluß der hohen Temperatur nicht zersetzen, d. h. die leicht siedenden Bestandteile des Öls dürfen nicht verdampfen, und es dürfen sich keine brennbaren Gase entwickeln. Die Temperatur, bei welcher diese Zersetzungsvorgänge beim Öl eintreten, muß deshalb immer höher liegen als die betreffende Dampftemperatur. Bei den heute üblichen hohen Dampfüberhitzungen ist deshalb in der Wahl des Zylinderschmieröls besondere Vorsicht geboten. Allgemein ist zu beachten, daß Schmieröle bei Erwärmung dünnflüssiger und beim Erkalten dickflüssiger werden. Bei Maschinen, die bei großer Kälte arbeiten, z. B. Lokomotiven, Eisenbahnwagen und Kälteerzeugungsmaschinen, muß deshalb ein Schmieröl Anwendung finden, das bei bestimmten Kältegraden noch flüssig bleibt und keine festen Ausscheidungen absondert. Eine Anforderung, die an jedes gute Schmieröl gestellt werden muß, ist ferner die der Säurefreiheit. Enthält ein Schmieröl Säure, so werden die Reibflächen leicht angefressen. Das Vorhandensein von Säuren in Schmierölen macht sich bei Messing- und Bronzelagern häufig durch einen grünlichen Überzug auf den Außenseiten der Lagerschalen bemerkbar.

Was nun die Praxis des Schmierens selbst angeht, so kann im allgemeinen gesagt werden, daß nach dem Grundsatz „Wer gut schmiert, der gut fährt" eine reichliche Schmierung einer vielleicht eben ausreichenden vorzuziehen ist. Besonders schwer belastete Lagerstellen, z. B. Hauptwelle, Kreuzkopfbolzen, Kurbelzapfen und Gleitschuhführung bei Dampfmaschinen und Verbrennungskraftmaschinen, sind reichlich zu schmieren, zumal das zu reichlich verwendete abspritzende Öl durch geeignete Auffangbleche wieder aufgefangen und nach einer Filtration an derselben Schmierstelle wieder verwendet werden kann. Wesentlich hierbei ist, daß die Auffangbleche möglichst dicht schließen und das Öl vor Verunreinigungen durch Staub geschützt wird. Eine Ausnahme von der Forderung

einer reichlichen Schmierung macht der Kompressorzylinder. Bei den durch die Kompression der Luft entstehenden hohen Temperaturen im Kompressorzylinder bildet das überflüssige Schmieröl leicht Rückstände, die die Ventilöffnungen verengen und dadurch wieder eine weitere Temperatursteigerung bewirken, so daß Verdampfen des Öls und Explosion des Luft-Öldampf-Gemisches hervorgerufen werden kann.

So verschieden die Anforderungen sind, die entsprechend den betreffenden Verwendungszwecken an ein geeignetes Schmiermittel gestellt werden müssen, so verschieden ist auch die Herkunft und die Herstellung der Schmiermittel. Schmieröle können pflanzlichen, tierischen oder mineralischen Ursprungs sein. Unter den pflanzilchen und tierischen Ölen und Fetten sind zu nennen: Rüböl, Olivenöl, Rizinusöl, Baumwollsamenöl, Knochenöl, Tran und Talg. Das Rüböl, aus dem Raps gewonnen, hat als Schmiermittel eine gewisse Bedeutung gewonnen und wird zweckmäßig mit Mineralöl gemischt verwendet; es wirkt sehr kühlend, wird jedoch wegen seines hohen Preises nur selten angewendet.

Olivenöl ist an der Luft fast unveränderlich und hat nur dort als Schmiermittel Bedeutung, wo es entsprechend billig in größeren Mengen erhältlich ist.

Das Rizinusöl ist wegen seiner hohen Zähflüssigkeit und seiner Unlöslichkeit in Benzin als Schmiermittel für manche Maschinen, z. B. Flugzeugmotoren, in Gebrauch. Wegen des verhältnismäßig hohen Preises findet eine allgemeinere Verwendung dieses Öles nicht statt.

Das Baumwollsamenöl wird besonders in Amerika in großen Mengen hergestellt. Es enthält in rohem Zustand ziemlich viele Verunreinigungen, die durch Behandlung mit Wasserdampf und Kalilauge entfernt werden. Es trocknet an der Luft etwas ein und ist daher für sich allein als Schmieröl wenig geeignet. Man kann es jedoch als Zusatz zu Mineralölen verwenden.

Das Knochenöl ist an der Luft sehr beständig. Aus diesem Grunde wird es zum Schmieren feinerer Maschinenteile vorteilhaft angewendet.

Eine ähnliche Verwendung findet das aus den Klauen von Schlachttieren hergestellte Klauenöl. Es ist wie das Knochenöl ebenfalls an der Luft beständig, wird nicht ranzig und bleibt dabei säurefrei.

Der Tran, aus dem Speck der großen Seesäugetiere oder aus Fischen gewonnen, verliert an der Luft allmählich seine ursprüngliche Dünnflüssigkeit. Daher wird er nur in Mischung mit anderen Schmierölen verwendet.

Von den festen Fetten hat der Talg eine gewisse Bedeutung. Er wird zum Teil als Zusatz zu Mineralölen verwendet. Öle pflanzlichen und tierischen Ursprungs werden im Dampfmaschinenbetriebe heute nicht mehr benutzt. Wegen ihres billigen Preises und ihrer großen Beständigkeit finden fast ausschließlich Mineralöle Verwendung. Die Mineralöle werden aus dem Erdöl, das ein reichhaltiges Gemisch von verschiedensten Kohlenwasserstoffen darstellt, gewonnen. Durch Destillation werden erst die leichteren, dann die schwereren Bestandteile in Dampfform aus-

getrieben und durch Abkühlung in Retorten aufgefangen. Die Destillate, die bei den Temperaturen zwischen 200 und 400° aus dem Rohöl entweichen, sind die Mineralöle. Die Trennung der einzelnen Destillate erfolgt also auf Grund der verschieden hohen Siedepunkte der einzelnen Bestandteile. Bei jeder Temperatur entsteht also ein anderes Mineralöl, das sich von den bei höheren Temperaturen gewonnenen bezüglich Flammpunkt, Schmierfähigkeit und Zähflüssigkeit unterscheidet. Ferner beruht die Verschiedenheit der Mineralöle auf der Zusammensetzung und Herkunft des Rohöls. Galizisches Rohöl enthält z. B. mehr Schmieröl als amerikanisches, und das aus galizischem Rohöl gewonnene Mineralöl hat andere Eigenschaften als das aus amerikanischem Erdöl gewonnene. Die Art der Verarbeitung des Erdöls und seiner Destillate zu Schmieröl hängt von dem Zweck ab, dem das Öl dienen soll. Die dunklen Vulkanöle z. B., die zum Schmieren von Eisenbahnachsen verwendet werden, stellt man meist dadurch her, daß man einfach die leichtflüchtigen wertvollen Bestandteile durch Destillation aus dem Rohöl abscheidet. Eine Destillation der Vulkanöle findet also nicht statt. Sie enthalten demnach auch nichtflüchtige Stoffe, wie z. B. Asphalt.

Die Mineralöle haben vor den Fetten und fetten Ölen den Vorteil, daß sie keine Säuren bilden und nicht verharzen. Dagegen ist ihre gleichmäßige Zusammensetzung nicht immer gewährleistet, da diese abhängig ist von der Herkunft und der Art des Rohöls. Auch ist die Verarbeitung in den einzelnen Fabriken verschieden. Bei Ersatz einer bestimmten Marke durch eine andere, die den gleichen oder ähnlichen Namen führt, ist es daher empfehlenswert, die Eigenschaften des Schmieröls genau zu prüfen.

Die Färbung der Mineralöle ist gelb bis braun. Bei auffallendem Licht zeigen sie ein eigentümliches Schimmern. Amerikanische Öle haben eine grüne, russische eine blaue Schimmerwirkung.

Auch aus dem Teer, dem Ergebnis der trockenen Destillation der Kohle, werden Schmiermittel hergestellt. Man verwendet hierzu sowohl den Braunkohlen- als auch den Steinkohlenteer. Durch Mischen der Teeröle mit anderen Schmiermitteln und durch chemische Verfahren, denen der Teer unterzogen wird, ergeben sich für die verschiedenen Verwendungszwecke mehr oder weniger brauchbare Schmiermittel. Aus gewöhnlichem Leuchtgas- und Koksofenteer wird in erster Linie das Anthrazenöl zur Schmiermittelgewinnung herangezogen. Das daraus gewonnene Teerfettöl ist aber als minderwertiges Schmiermittel zu bezeichnen und hat nur dann größere Bedeutung erlangt, wenn an besseren Schmiermitteln Mangel herrschte. Zu erwähnen sind noch die Harzöle, die durch die trockene Destillation von Fichtenharz gewonnen werden. Seitdem aber in erster Linie Erdölprodukte für Schmierzwecke verwendet werden, werden die Harzöle fast kaum noch gebraucht. Gemischt mit Mineralölen finden sie noch Anwendung zur Herstellung von Wagenfetten.

Auch Graphit dient in manchen Fällen als Schmiermittel. Er wird mit etwas Öl oder Fett vermischt und bildet dann für gewisse Zwecke ein gutes

Schmiermittel. Graphit leitet nämlich die Wärme sehr gut ab. Man wendet daher diese Schmierung vorteilhaft da an, wo ein Heißlaufen der Lager zu befürchten ist. Graphit macht außerdem die Metalloberfläche durch Ausfüllen der Vertiefungen und Unebenheiten glatter, er haftet in den feinen Poren der Reibflächen, und das mit ihm vermischte Öl kann von den Flächen nicht so leicht weggedrückt werden wie reines Schmieröl. Bei der Graphitschmierung kam es früher leicht zur Verstopfung der Schmiervorrichtungen, so daß das Schmiermittel nicht mehr zu den Gleitstellen gelangen konnte. Diese Schwierigkeit besteht aber nicht mehr, seitdem Graphit, und zwar künstlicher Graphit, in Form von Lösungen zur Anwendung gebracht wird. Durch Behandlung mit Öl kann man aus dieser Lösung ein Produkt herstellen, das, mit Schmierölen gemischt, die guten Wirkungen des Graphits zeigt, ohne Abscheidungen in den Schmiervorrichtungen hervorzurufen. Diese Graphitölmischungen spielen besonders bei der Schmierung von Kugellagern und von Verbrennungsmotoren eine große Rolle. Eine mit Fett hergestellte Graphitschmiere dient auch zur Schmierung von Zahnrädern, Ketten usw. Bei Verwendung von Graphitschmiermitteln kann man erheblich an Schmieröl sparen.

Als Starrschmieren kommen vielfach Schmierfette unter dem Namen Maschinen- oder Staufferfett in den Handel. Es sind im wesentlichen Lösungen von Seifen in Mineralölen. Sie dienen hauptsächlich zur Schmierung von schwer belasteten Lagern. Eine weitere Verwendung finden sie bei Zahnrädergetrieben, die in einem geschlossenen Gehäuse eingekapselt sind. Auch für Maschinenteile, die höheren Temperaturen ausgesetzt sind, werden die Starrschmieren angewendet.

Untersuchung der Schmieröle

Durch die Schmiermittel sollen die Reibungsverluste der aufeinander gleitenden Flächen von Maschinenteilen möglichst herabgemindert werden. Die Gleitflächen sollen vor Verschleiß und Warmlaufen geschützt werden. An die Schmiermittel müssen, damit sie ihre Aufgabe erfüllen können, gewisse Anforderungen gestellt werden. So muß das Schmieröl vor allen Dingen rein sein, es darf insbesondere keine Säuren und kein Wasser enthalten. Durch Säuren werden die mit dem Öl in Berührung kommenden Maschinenteile angegriffen. Wasser in Schmierölen kann die Schmierfähigkeit beeinträchtigen. Bei Dochtschmierung wird die Saugfähigkeit der Dochte schon durch Spuren von Wasser erheblich vermindert, ein höherer Wassergehalt kann sogar die Ölzufuhren zum Lager verhindern. Für Schmieröle, die zum Schmieren der Zylinder in Motoren benutzt werden, ist wichtig, daß der Aschegehalt nur sehr gering ist, da ein Teil des Schmieröles im Zylinder mit verbrennt. Ein zu hoher Aschegehalt würde zu einer schnellen Verschmutzung des Zylinders führen. Neben diesen Eigenschaften spielen für die Verwendbarkeit eines Schmieröles noch der Stockpunkt und der Flammpunkt eine Rolle.

Der Stockpunkt ist diejenige Temperatur, bei der das Öl so steif wird, daß es unter der Einwirkung der Schwerkraft nicht mehr merklich fließt. Dieser Stockpunkt muß bestimmt werden, damit man beurteilen kann, bei welchen Temperaturen ein Öl durch die vorhandenen Vorrichtungen den Verbrauchsstellen noch zugeführt werden kann. Hierbei ist zu berücksichtigen, auf welche Weise das Schmieröl zur Schmiervorrichtung gelangt (Tropföler, Dochtöler, Umlaufschmierung usw.). Außer der Betriebstemperatur muß beobachtet werden, ob die Maschine mit größeren Betriebspausen arbeitet. Für den Schmiervorgang selbst spielt der Stockpunkt nur eine untergeordnete Rolle; denn die meisten Öle erstarren nur salbenartig, und die durch die Reibung der bewegten Maschinenteile erzeugte Wärme reicht stets aus, um ein nicht zu tief unter den Stockpunkt abgekühltes erstarrtes Öl wieder aufzuschmelzen.

Der Flammpunkt ist die niedrigste Temperatur, bei der über dem Öl durch Entweichen der leichter flüchtigen Bestandteile ein brennbares Gasgemisch entsteht, das beim Annähern einer Zündflamme kurz aufflammt, ohne daß das Öl selbst dadurch in Brand gerät.

Bei Schmierölen bildet der Flammpunkt in erster Linie ein Kennzeichen für gleichbleibende Güte, besonders für die Abwesenheit niedrigsiedender Bestandteile, die etwa zur Erniedrigung der Wichte zugesetzt wurden oder durch Verunreinigung in das Öl gelangten. Außerdem gibt der Flammpunkt einen Anhalt für die im Betriebe zu erwartende Verdampfung; diese soll bei Schmierölen gering sein, und zwar wegen der Feuersicherheit, dann aber auch, weil sonst bei den Arbeitstemperaturen der Maschine entweder keine genügende Schmierschicht erhalten bleiben würde oder das Öl durch Verdampfen leicht flüchtiger Bestandteile dickflüssiger wird, als es ursprünglich war. Im letzteren Falle steigt der Flammpunkt während der Betriebszeit. Er nimmt dagegen ab, wenn, wie z. B. bei Verbrennungsmotoren, Anteile des Treiböles in das Schmieröl gelangen oder wenn durch örtliche Überhitzungen eine Zersetzung des Öles eingetreten ist.

Die wichtigste Eigenschaft eines Schmieröles ist die Zähflüssigkeit oder Zähigkeit, auch Viskosität genannt. Sie ist erforderlich, damit sich zwischen den Gleitflächen eine Flüssigkeitsschicht bilden kann, die gegen Druck und Wärme beständig ist. Die Zähigkeit des Schmieröles muß sich nach den jeweiligen Betriebsbedingungen richten. Sie muß hinreichend groß sein, um die Flüssigkeitsschicht unter allen Umständen zu erhalten. Das Öl darf nur in der Menge zwischen den gleitenden Teilen herausgedrückt werden, wie es durch Schmiervorrichtungen wieder zugeführt wird. Die Viskosität darf anderseits nicht zu groß sein, denn mit steigender Viskosität steigt auch die innere Reibung im Öl, womit auch der Leistungsverlust der Maschine zunehmen würde. Die Zähigkeit ist also bei den Schmierölen ein wichtiges Merkmal ihrer Eignung für die verschiedenen Verwendungszwecke. Entscheidend für die Auswahl des Schmieröles mit der richtigen Zähflüssigkeit sind Druck und Geschwin-

digkeit der geschmierten Flächen, Raumtemperatur und Arbeitstemperatur, bei der das Öl verwendet werden soll. Lager mit großer Umlaufgeschwindigkeit und geringen Lagerdrücken erfordern Öle mit niedriger Zähigkeit. Lager mit höherer Druckbelastung, Zylinder von Kraftmaschinen und andere Schmierstellen, die höheren Temperaturen ausgesetzt sind, verlangen dagegen Öle, die bei gewöhnlicher Temperatur eine höhere Zähigkeit besitzen; denn mit steigender Temperatur nimmt die Zähigkeit der Öle ab. Bei Schmiereinrichtungen, die mit einer Kühlung ausgerüstet sind, kann man Öle mit geringerer Zähigkeit verwenden, da in diesem Falle die durch die Lagerwärme sonst entstehende Zähigkeitsabnahme infolge der Kühlung nicht eintritt.

Im folgenden sollen die sich auf die einzelnen aufgeführten Eigenschaften erstreckenden wichtigsten Untersuchungen der Schmieröle beschrieben werden.

1) Prüfung auf Säuregehalt

Alle in Betracht kommenden Öle sind in 96%igem Alkohol löslich. Man nimmt daher eine Ölprobe und löst sie in Alkohol auf. Dem Alkohol setzt man vorher etwas Phenolphthaleinlösung und einen Tropfen $\frac{n}{10}$ -Kalilauge zu (beides im Handel käuflich). Dadurch tritt eine Rotfärbung ein. Verschwindet nun beim Ausschütteln des Öles mit dem Alkohol die Rotfärbung, so ist das ein Zeichen dafür, daß im Öl Säure enthalten ist. Die mengenmäßige Bestimmung des Säuregehalts setzt eingehendere Kenntnis auf chemischem Gebiete voraus und soll daher an dieser Stelle nicht behandelt werden.

2) Bestimmung des Wassergehaltes

Um festzustellen, ob ein Öl frei von Wasser ist oder nicht, füllt man eine Probe des Öles in ein Becherglas und wirft einige Stückchen Kalziumkarbid hinein. Steigen jetzt Blasen auf, so ist das Öl wasserhaltig. Wenn nämlich Kalziumkarbid mit Wasser in Berührung kommt, so entwickelt sich ein Gas, das Azetylen, das in Blasen aufsteigt. Unter Umständen kann eine Täuschung dadurch entstehen, daß die in einem porösen Stück Kalziumkarbid enthaltene Luft aufsteigt.

Ein Verfahren, das zwar etwas umständlicher, dafür aber sehr zuverlässig ist, ist die Prüfung durch Erhitzen des Öles. Hierbei werden einige Kubikzentimeter Öl in einem Reagenzglas, dessen Wände mit Öl benetzt sind, unter Umrühren mit einem Thermometer auf 150 bis 160°, bei dunklen Ölen auf 180° erhitzt. Selbst wenn das Öl nur Spuren von Wasser enthält, zeigt sich der Wassergehalt durch Emulsionsbildung an den Wandungen des Glases und oft auch durch ein gelindes Schäumen des Öles. Ist der Wassergehalt merklich groß, so ist er auch durch ein mehr oder weniger starkes Stoßen erkennbar.

3) Bestimmung des Aschegehalts

Die Durchführung der Prüfung auf Aschegehalt geschieht auf folgende Weise: 40 bis 50 g Öl, das durch ein Sieb von 0,3 mm Maschenweite gefiltert ist, werden in einen ausgeglühten und gewogenen Porzellan- oder Quarztiegel eingewogen. Der Tiegel wird mit kleiner Flamme vorsichtig erhitzt, bis die entweichenden Dämpfe sich entzünden lassen. Den Tiegelinhalt läßt man ruhig abbrennen, bis nur noch kohlige Teile vorhanden sind. Diese werden zum Schluß durch starkes Glühen verbrannt. Schwer verbrennbare Kohlerückstände befeuchtet man mit Wasserstoffsuperoxyd und glüht sie nach dem Trocknen kräftig, oder man verascht den schwer verbrennbaren Kohlerückstand in einem gelinden Sauerstoffstrom, den man in den Tiegel einleitet. Nach dem Verbrennen läßt man den Tiegel in einem Exsikkator (Gefäß zum Trocknen) erkalten. Der Tiegelinhalt wird gewogen. Aus dem Ergebnis läßt sich der Aschegehalt berechnen. Der Aschegehalt darf nur sehr gering sein, z. B. bei Dampfzylinder- und Maschinenschmieröl höchstens 0,05 %, bei Schmierölen für Verbrennungskraftmaschinen höchstens 0,02 %, bei Dampfturbinenölen nicht über 0,01 % betragen.

4) Bestimmung des Stockpunktes

Zur Bestimmung des Stockpunktes nimmt man ein Reagenzglas mit einer Ringmarke in 4 bis 5 cm Höhe über dem Boden, das mit einem durchbohrten Stopfen verschließbar ist. Der Stopfen hält in seiner Bohrung das Stockpunktthermometer fest, so daß es sich 1,5 bis 2 cm über dem Boden des Glases genau in der Mitte des Glases befindet. Die Ölprobe wird 10 Minuten auf 50° erwärmt und in einem Wasserbade auf 20° wieder abgekühlt. Dann wird das Öl bis zur Marke so in das Reagenzglas eingefüllt, daß kein Öl an der Innenwand herunterläuft. Das Thermometer wird fest eingesetzt und die Probe in eine Kältemischung gesteckt. Nach je 2° Temperaturabnahme wird das Reagenzglas herausgenommen und geneigt. Die Temperatur, bei der sich unmittelbar am Thermometer kein Wulst mehr bildet und sich bei einer Kippdauer von 10 Sekunden keine sichtbare Bewegung mehr zeigt, gilt als der Stockpunkt.

5) Bestimmung des Flammpunktes

Für die Bestimmung des Flammpunktes gibt es verschiedene Apparate, von denen der Flammpunktprüfer von Pensky-Markens sehr verbreitet ist. Er besteht im wesentlichen aus einem Metallgefäß mit einer Marke, das durch einen Deckel verschlossen werden kann. In dem Gefäß befindet sich ein von außen durch den Deckel hindurch zu betätigendes Rührwerk; dadurch wird erreicht, daß bei Erwärmung das Öl überall gleiche Temperatur hat. Im Deckel ist ferner ein Thermometer angebracht, das in das Öl eintaucht. Die Erwärmung des Öles erfolgt durch eine offene Flamme. Mittels einer besonderen Vorrichtung läßt sich ein Zünd-

flämmchen in das Gefäß eintauchen. Bei der Inbetriebnahme des Apparates prüft man zuerst seine Sauberkeit. Ölreste von früheren Untersuchungen sind mit einem sauberen Leinenlappen sorgfältig aus dem Ölbehälter und vom Deckel zu entfernen. Dann wird der Behälter bis zur Marke mit dem zu untersuchenden Öl gefüllt und der Deckel aufgesetzt. Man erwärmt anfangs rasch bis auf 20 bis 30° unterhalb des zu erwartenden Flammpunktes. Dann schiebt man ein Drahtgitter über die Heizflamme und verkleinert diese, so daß der Temperaturanstieg höchstens 4° in der Minute beträgt. Soll der Flammpunkt sehr genau bestimmt werden, so muß die Temperatur noch langsamer gesteigert werden. Das Zündflämmchen wird nach Temperatursteigerungen von 2 zu 2 Grad, bei langsamer Erwärmung von 1 zu 1 Grad eingeführt, und zwar jedesmal für eine Sekunde. Der Rührer wird von etwa 80° an betätigt, jedoch nicht während des Eintauchens des Zündflämmchens. Die Nähe des Flammpunktes kündigt sich durch ein deutliches Größerwerden des Flämmchens beim Eintauchen an. Der Flammpunkt ist erreicht, wenn eine plötzliche explosionsartige Verbrennung der über dem Öl befindlichen Gase eintritt oder wenn eine größere blaue Flamme auftritt, die sich über die ganze Oberfläche des Öles ausdehnt und dann erlischt.

Merke: Bei dem Versuch sind sorgfältige Säuberung des Apparates und langsame Temperatursteigerung unbedingt erforderlich.

6) Bestimmung der Zähflüssigkeit

Die Zähflüssigkeit wird meistens für die Temperaturen 20°, 30°, 50°, 80° und 100° angegeben und bestimmt, wenn nötig, auch noch für andere Temperaturen, manchmal auch nur für eine oder zwei Temperaturen. Da die Zähigkeit der Öle mit steigender Temperatur stark abnimmt, empfiehlt es sich, bei der eingehenden Beurteilung eines Öles die Messung bei mindestens drei Temperaturen vorzunehmen und die daraus sich ergebende Zähigkeitskurve zugrundezulegen. Man erhält diese, indem man auf einer waagerechten Achse die Temperaturen und auf der Senkrechten dazu die Zähigkeitsgrade aufträgt. Bei stark schwankenden Betriebstemperaturen müssen Öle mit flacher Zähigkeitskurve verwendet werden. Um die Zähigkeit zu messen, hat man den sogenannten Englergrad eingeführt. Diese Maßeinheit beruht darauf, daß ein Öl aus einem Gefäß durch ein Röhrchen von bestimmtem Querschnitt um so langsamer ausfließt, je größer seine Zähigkeit ist. Die Ausflußzeit eines Öles aus einem genormten Gefäß ist also ein Maß für seine Zähigkeit. Die Englergrade geben an, wievielmal so groß die Ausflußzeit von 200 cm³ Öl bei der Versuchstemperatur ist wie die Ausflußzeit von 200 cm³ reinem Wasser bei 20°. Die Zähflüssigkeit, gemessen in Englergraden, ist also gleich dem Quotienten aus der Ausflußzeit von 200 cm³ Öl bei der Versuchstemperatur und der Ausflußzeit von 200 cm³ Wasser bei 20°. Dauert also das Ausfließen von 200 cm³ Öl 5mal so lange wie das Ausfließen der gleichen

Wassermenge bei 20°, so beträgt die Zähflüssigkeit des Öls 5 Englergrade. Die Bestimmung der Zähflüssigkeit erfolgt auf einfache Weise durch das Vikosimeter von Engler. Dieses besteht in der Hauptsache aus einem Ausflußgefäß, das von einem Wasserbad umgeben ist. Das Ausflußgefäß ist innen vergoldet und am Boden mit einem Ausflußröhrchen aus Nickel oder Platin versehen. Im Inneren des Gefäßes befinden sich 3 Markenspitzen. Das Ausflußröhrchen wird durch einen an der Spitze meist kegelförmig ausgebildeten Stift verschlossen. Ausflußgefäß und Ausflußröhrchen haben bestimmte vorgeschriebene Abmessungen. Das Ausflußröhrchen darf nicht durch harte Gegenstände beschädigt werden, da sich sonst die Ausflußzeit erheblich ändert und die Messung falsch wird.

Das Öl wird durch ein Sieb von 0,3 mm Maschenweite in das Ausflußgefäß eingegossen, bis das Öl etwas über die Markenspitzen hinausreicht. Darauf stellt man die Ölοberfläche durch Lüften des Verschlußstiftes genau auf die Markenspitzen ein. Dabei müssen diese durch Regulieren der Stellschrauben am Untersatz des Apparates in eine waagerechte Ebene gebracht werden. Das Ausflußröhrchen muß ganz mit Öl gefüllt sein. Die Fläche der unteren Mündung muß benetzt sein, so daß ein Tropfen hängen bleibt. Der Deckel des Ölgefäßes wird geschlossen. Die Temperatur des Wasserbades wird auf einige Grad über die Verschlußtemperatur gebracht. Das Öl wird gerührt, indem man das Ölthermometer durch Drehen des Deckels darin bewegt. Nähert sich die Öltemperatur der Versuchstemperatur, wird die Badtemperatur durch Zugießen von kaltem Wasser auf die Versuchstemperatur erniedrigt. Das Wasserbad wird nun auf der Versuchstemperatur gehalten, bis das Ölthermometer die gleiche Temperatur zeigt. Alsdann hebt man den Verschlußstift und läßt das Öl in einen der zum Apparat gehörigen, trockenen Meßkolben ausfließen. Die Zeit, die vergeht, bis dieser bis zur 200 cm³-Marke gefüllt ist, wird mit der Stoppuhr gemessen. Während des Ausfließens wird die Badtemperatur gleich hoch gehalten. Bei höherer Temperatur als 100° verwendet man als Heizflüssigkeit Öl, Xylol (Siedepunkt 140°), Anilin (Siedepunkt 184°) oder Glyzerin (Siedepunkt 290°). Die ermittelte Ausflußzeit des Öles wird durch die Ausflußzeit von 200 cm³ destilliertem Wasser von 20° geteilt. Das Ergebnis ist die Zähflüssigkeit in Englergraden. Die Ausflußzeit für Wasser ist für jeden Apparat auf dem zugehörigen Eichschein angegeben.

Merke: Beim Arbeiten mit dem Viskosimeter ist auf peinliche Sauberkeit zu achten, wenn man zuverlässige Werte erhalten will. Der Apparat muß vor der Bestimmung der Ausflußzeit eines Öles von allen Fremdstoffen, wie Wasser oder anderen Ölen, gereinigt werden. Die Badtemperatur muß während des Versuches genau auf gleicher Höhe gehalten werden. Der Versuch mit dem Englerschen Viskosimeter ist zwar einfach, erfordert aber viel Zeit, besonders wenn man für verschiedene Temperaturen die Zähflüssigkeit eines Öles feststellen will. In diesem Fall arbeitet man bequemer und schneller mit dem Schnellviskosimeter nach Dallwitz-Wagner (Abb. 63).

Dieser Apparat besteht aus dem Gehäuse *a* mit dem Ölgefäß *b* und dem Meßrohr *c* mit Skala. Ein Rohrstutzen *d* dient zur Aufnahme des Thermometers, *e* ist der Ablaßhahn. Im Gehäuse *a* ist eine Förderschnecke *f* angeordnet. Die Achse dieser Schnecke ist durch eine Kupplung mit einem Federmotor zum Antrieb des Viskosimeters verbunden. Das Gehäuse ruht mittels zweier Säulen auf der Grundplatte *g* und wird durch einen Bunsenbrenner oder eine Spirituslampe erwärmt, wenn man die Zähflüssigkeit bei höheren Temperaturen bestimmen will.

Der für den Antrieb auf gleicher Grundplatte montierte Federmotor ist mit einer Umschaltvorrichtung für zwei Meßbereiche 1 und 2, einem Schalter für das Laufwerk und einem Geschwindigkeitsregler versehen. Der Geschwindigkeitsregler befindet sich am Motor und veranlaßt durch Drehen nach rechts oder links ein langsameres oder schnelleres Laufen des Motors. Bei jeder Umdrehung gibt der Motor ein hörbares Zeichen. Dieses muß jedesmal nach einer Doppelschwingung eines zu dem Apparat gehörenden Pendels wiederkehren. Dann ist die bei der Eichung ermittelte erforderliche Drehzahl des Federmotors richtig eingestellt.

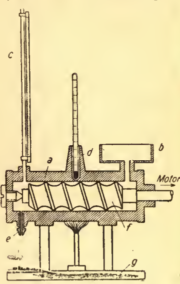


Abb. 63 Schnellviskosimeter nach Dallwitz-Wagner

Zur Ausführung des Versuches füllt man das Ölgefäß mit dem zu untersuchenden Öl und zieht das Uhrwerk auf. Dann läßt man das Uhrwerk kurze Zeit laufen; dadurch wird Öl in das Meßrohr gebracht. Darauf läßt man nach Stillsetzen des Uhrwerkes den Stand im Ölgefäß und im Meßrohr sich ausgleichen und verschiebt die Skala am Meßrohr so, daß der Nullstrich mit der Standhöhe im Meßrohr zusammenfällt. Wird nun das Uhrwerk wieder in Bewegung gesetzt, so steigt das Öl in dem Meßrohr um so höher, je größer seine Zähigkeit ist, weil ein weniger zähflüssiges Öl schneller neben der Förderschnecke zurückläuft als ein zäheres. Die erreichte Steighöhe des Öles in dem Meßrohr ist also ein Maß für seine Zähigkeit. Die Zähigkeit wird an der nach Englergraden geteilten Skala aus der Steighöhe unmittelbar abgelesen.

Mit dem am Motor angebrachten Umschalthebel kann man 2 verschiedene Drehzahlen der Förderschnecke einstellen: eine größere Drehzahl 1 und eine kleinere Umlaufzahl 2. Sollen 2 verschieden zähe Öle auf gleiche Steighöhe gebracht werden, so ist für das zähere eine geringere Umlaufgeschwindigkeit erforderlich als für das weniger zähe. Daher wird bei der

Drehzahl 1 mit der von 1 bis 55 Englergraden eingeteilten Skala gemessen, bei der geringeren Umlaufzahl 2 mit der von 1 bis 110 Englergraden reichenden Skala.

Vor dem Einsetzen des Thermometers gießt man in den Rohrstutzen einige Tropfen Öl, um eine gute Wärmeübertragung zu gewährleisten. Nach dieser Vorbereitung des Versuches läßt man das Uhrwerk laufen und stößt das Pendel an. Man beobachtet nun, ob das Ticken des Uhrwerkes jedesmal genau nach einer Doppelschwingung des Pendels auftritt. Ist das nicht der Fall, so stellt man an dem Geschwindigkeitsregler die richtige Drehzahl ein. Nach kurzer Zeit bleibt das Öl in dem Meßrohr auf einer bestimmten Höhe stehen. Nach diesem Stand liest man an der Skala die Zähigkeit in Englergraden ab.

Dieses Viskosimeter eignet sich besonders gut zur Aufnahme einer Zähigkeitskurve. Zu diesem Zwecke erwärmt man das Öl etwas über die höchste Temperatur, für die man die Zähigkeit feststellen will. Nach Abstellen der Heizung liest man während der Abkühlung bei ununterbrochenem Gang des Federmotors die Zähigkeit bei jeder gewünschten Temperatur ab, z. B. von 5 zu 5 Grad.

Eine gute und sorgfältige Reinigung des Apparates nach der Benutzung ist unbedingt notwendig. Man läßt zu diesem Zwecke das Öl durch den Ablaßhahn vollständig ablaufen. Dies kann durch Anstellen des Federmotors beschleunigt werden. Die Kupplung zum Federmotor wird abgenommen. Nach dem Herausschrauben der beiden Deckel am Hauptkörper wird die Förderschnecke herausgenommen. Meßrohr und Ölgefäß werden ebenfalls abgeschraubt. Alle Teile werden mit einem Tuch gründlich von allen Ölresten gereinigt. Durch das Meßrohr zieht man an einem Draht wiederholt Putzwolle oder kleine Lappen hindurch, bis es sauber ist. Man kann es auch dadurch reinigen, daß man es mit Benzin, Alkohol oder Äther durchspült. Die leichtflüchtige Flüssigkeit, die zum Spülen verwendet wurde, muß restlos entfernt werden. Erst dann darf das Meßrohr zum neuen Gebrauch wieder auf den Apparat aufgeschraubt werden. Beim Zusammenschrauben der Einzelteile hat man darauf zu achten, daß sich die Förderschnecke leicht drehen läßt.

Verschiedenes

Zählwerke

Um bei Kraftmaschinen den gleichmäßigen Gang kontrollieren zu können, verwendet man Zählwerke, auch Hub- oder Umlaufzähler genannt. Sie haben die Aufgabe, die in einer bestimmten Zeit gemachten Hübe oder Umdrehungen zu zählen. Man benutzt sie vorwiegend bei Kolbendampfmaschinen.

Das Zählwerk besteht in der Hauptsache aus einer Anzahl von Zahnrädern mit je 10 Zähnen. Das eine dieser Räder, das Einerrad, wird un-

mittelbar von der Maschine angetrieben, und zwar so, daß es bei jedem Umlauf der Maschine um einen Zahn vorrückt. Die Vorwärtsschaltung des Einerrades erfolgt durch eine Sperrhebelschaltung (Abb. 64). Der Hebel a wird bei jeder Umdrehung der Maschine abwärts bewegt. Der Sperrhebel b schaltet das Rad dabei jedesmal um einen Zahn vorwärts; c soll ein Rückwärtsdrehen des Rades verhindern. An dem Umfang einer auf der gleichen Achse sitzenden Scheibe sind, den Zähnen des Sperrrades entsprechend, die Ziffern 0 bis 9 angebracht. Bei jeder Umdrehung der Maschine tritt die folgende Ziffer vor ein Schauglas. In dem Augenblick, in dem das Einerrad von 9 wieder auf 0 geht, schiebt es durch einen Mitnehmer das folgende Zehnerrad um einen Zahn weiter und bringt bei je 10 Umdrehungen die jeweils folgende Ziffer vor das Schauglas. Man liest deshalb nach der Ablesung 09 nicht wieder, 00, sondern 10 ab. Genau so wird nach 10 Umdrehungen des Zehnerrades das Hunderterrad durch einen Mitnehmer um eine Ziffer vorwärts geschaltet, so daß auf 099 die Ziffern 100 folgen und so fort, meist bis 99999, worauf dann wieder 00000 folgt.

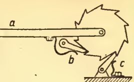


Abb. 64 Sperrhebelschaltung

Solche Zählwerke sind an den Maschinen fest angebracht. Um die Drehzahl der Maschine zu ermitteln, liest man den Stand des Zählers vor und nach einem bestimmten Zeitabschnitt ab und teilt den Unterschied der Ablesungen durch die Zeit in Minuten. Die Genauigkeit der Drehzahlbestimmung wird um so größer, je länger der Zeitabschnitt ist. Es empfiehlt sich jedoch, die Ablesungen am Zähler alle 10 Minuten vorzunehmen, um die Gleichmäßigkeit des Ganges der Maschine zu überwachen.

Beispiel: Am Zählwerk einer Dampfmaschine wurde abgelesen: um 9.00 Uhr 00364; um 9.10 Uhr 02553; um 9.20 Uhr 04763; um 9.30 Uhr 06968; um 9.40 Uhr 09177; um 9.50 Uhr 11362; um 10.00 Uhr 13554. Wie groß war die mittlere Drehzahl der Maschine je Minute?

Lösung: In 60 Minuten wurden 13554—364 = 13190 Umdrehungen gemacht. Daher ist die minutliche Drehzahl

$$n = \frac{13190}{60} = 219{,}8 \text{ U/min}$$

Die mittlere Drehzahl der Maschine war **219,8 U/min.**

Nachprüfung auf gleichmäßigen Gang:

Zwischen 9.00 und 9.20 Uhr war $n = \frac{2553 - 364}{10} = 218{,}9$ U/min

Zwischen 9.10 und 9.20 Uhr war $n = \frac{4763 - 2553}{10} = 221{,}0$ U/min

Zwischen 9.20 und 9.30 Uhr war $n = \frac{6968 - 4763}{10} = 220{,}5$ U/min

Zwischen 9.30 und 9.40 Uhr war $n = \frac{9177 - 6968}{10} = 220{,}9$ U/min

Zwischen 9.40 und 9.50 Uhr war $n = \frac{11362 - 9177}{10} = 218{,}5$ U/min

Zwischen 9.50 und 10.00 Uhr war $n = \frac{13554 - 11362}{10} = 219{,}2$ U/min

Die Nachprüfung ergibt, daß die Drehzahl nur wenig geschwankt hat.

Selbstkostenberechnung

Nicht nur große und mittlere Unternehmungen, sondern auch kleine Werkstätten und selbständige Handwerksmeister müssen den Preis ihrer Erzeugnisse richtig feststellen (kalkulieren). Die Preise dürfen nicht zu hoch sein, da sonst ein Verkauf bzw. eine Auftragerteilung auf Grund des Angebots nicht erwartet werden kann; sie dürfen aber auch nicht zu niedrig festgesetzt werden, da dann der Bestand des Unternehmens und damit die Sicherheit des investierten Kapitals gefährdet wird. Von der richtigen Kalkulation der Erzeugnisse hängt also der Erfolg eines Unternehmens ab.

Stellt ein Betrieb nur wenige verschiedene oder gar nur einen Gegenstand in großen Massen her, so ist die Festsetzung des Herstellungspreises einfach. In solchen Fällen ist auch die Preisermittlung ohne großen Personalaufwand durchführbar. Es genügt hier, für eine bestimmte, nicht zu kurz bemessene Zeit die Gesamtunkosten aller Art einschließlich der Löhne und Gehälter zusammenzuzählen und diese Summe durch die in der gleichen Zeit hergestellte Stückzahl des Erzeugnisses der Fabrik oder der Abteilung zu teilen.

Beispiel: Die Abteilung eines Werkes möge in einem Jahr Gesamtunkosten in Höhe von 420000,— RM. haben. In der gleichen Zeit seien 75000 Stück des Erzeugnisses hergestellt. Die Herstellungskosten erhält man durch Teilung:

$$\text{Stückpreis} = \frac{420000}{75000} = 5{,}60 \text{ RM.}$$

Man nennt dieses Verfahren die Teilungs- oder Divisionskalkulation. Sie beruht also darauf, daß die gesamten Unkosten während einer beliebigen Zeit durch die in der gleichen Zeit angefertigte Stückzahl geteilt werden. Dabei wird vorausgesetzt, daß das Erzeugnis in großen Mengen angefertigt wird.

Für die Kostenberechnung von Erzeugnissen, deren Teile in Einzelverfahren hergestellt werden, wird die Zuschlagkalkulation benutzt. Man wendet sie auch da an, wo die verschiedenen Arbeitsstücke mehrere Abteilungen eines Werkes durchlaufen.

Bei der einfachsten, für viele Betriebe genügenden Kalkulation werden die gemeinsamen Unkosten aller Abteilungen zusammengezählt und in

Prozenten der Lohnkosten angegeben. Dieser Prozentsatz wird bei der Berechnung der Herstellungskosten für jedes Einzelerzeugnis benutzt.

Werden z. B. in einem Betrieb 35200,— RM. in einem Monat an Löhnen gezahlt und betragen in der gleichen Zeit die gemeinsamen Unkosten 95000,— RM., so beträgt der für die Kalkulation benötigte Zuschlag $\frac{95000}{35200} \cdot 100 = 270\%$ (Sammelzuschlag). Der Herstellungspreis eines Erzeugnisses setzt sich dann zusammen aus

Lohn + Sammelzuschlag + Werkstoffkosten + Sonderkosten.

Folgendes einfache Beispiel möge den Rechnungsgang erläutern. Der Herstellungspreis eines Erzeugnisses soll berechnet werden, wenn die Löhne 165,— RM., die Werkstoffkosten 110,— RM., die Sonderkosten 89,— RM. und die Sammelunkosten 270% betragen.

Lösung:		
	Lohn	165,— RM.
	Sammelzuschlag $165 \cdot \frac{270}{100} \approx$	446,— RM.
	Werkstoffkosten	110,— RM.
	Sonderkosten	89,— RM.
	Herstellungspreis	**810,— RM.**

Werden die besonderen Unkosten, die vom Lohn abhängig sind, von denjenigen getrennt, die vom aufgewendeten Werkstoff abhängig sind, und werden für beide die prozentualen Zuschläge getrennt ermittelt, so erhält man ein verfeinertes Kalkulationsverfahren, das man „elektives Zuschlagverfahren" nennt. Hier pflegt man die Vertriebskosten durch besonderen Zuschlag zu den Kosten für Lohn und Material zu berücksichtigen.

Das obige Beispiel soll durchgeführt werden, wenn die lohnabhängigen Unkosten 200%, die materialabhängigen Unkosten 30% und die Vertriebsunkosten 10% betragen.

Lohn	=	165,— RM.
Werkstoffkosten	=	110,— RM.
Lohnabhängige Unkosten $165 \cdot \frac{200}{100}$ ..	=	330,— RM.
Materialabhängige Unkosten $110 \cdot \frac{30}{100}$	=	33,— RM.
Sonderunkosten..................	=	89,— RM.
		727,— RM.
Vertriebsunkosten $727 \cdot \frac{10}{100}$	=	72,70 RM.
Herstellungspreis:		**799,70 RM.**

Werden die entstehenden Kosten für jeden Arbeitsgang besonders ermittelt, so erhält man ein Verfahren, das den höchsten Ansprüchen an die Genauigkeit der Kalkulation gerecht wird. Man nennt es die Abteilungskalkulation. Hier werden für jede Werkstatt die prozentualen Unkosten ermittelt, so daß der Herstellungspreis sich als Summe der in den einzelnen Abteilungen entstandenen Kosten ergibt.

Technisches Rechnen und Buchstabenrechnen[1]

Vom pythagoreischen Lehrsatz

Zur Flächenberechnung des Kegelmantels ist es notwendig, die Länge der Mantellinie zu ermitteln. Wir finden diese Länge zeichnerisch aus dem Längsschnitt des Kegels. Es ist auch möglich, die Länge der Mantellinie nach dem Längsschnitt rechnerisch zu bestimmen. Den für diese Rechnung gültigen Lehrsatz, der Pythagoreischer Lehrsatz[2] genannt wird, können wir uns in einfacher Weise verständlich machen. Der Längsschnitt des Kegels (Abb. 65) wird durch die Höhe des Kegels in zwei

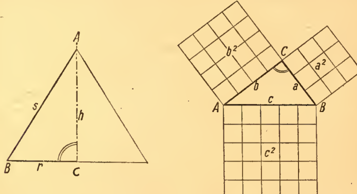


Abb. 65 Längsschnitt eines Kegels   Abb. 66 Rechtwinkliges Dreieck

rechtwinklige Dreiecke geteilt. Der rechte Winkel des Dreiecks *ABC* ist durch zwei Kreisbögen gekennzeichnet. Die Manntellinie *s* liegt dem rechten Winkel gegenüber. Wir betrachten jetzt ein beliebiges rechtwinkliges Dreieck (Abb. 66). Die Seiten werden mit *a*, *b*, *c* bezeichnet. Die längste Seite *c* liegt dem rechten Winkel gegenüber und wird Hypotenuse genannt, die Seiten *a* und *b*, die den rechten Winkel einschließen, heißen Katheten.

In dem rechtwinkligen Dreieck der Abb. 66 haben Katheten die Längen $a = 3$ cm und $b = 4$ cm. Aus der Zeichnung messen wir die Hypotenuse *c* und finden die Länge 5 cm. Über den Seiten des Dreiecks zeichnen wir die Quadrate. Diese Quadrate unterteilen wir wieder in kleine Quadrate

[1] Siehe auch „Technische Tabellen" der Soldatenbriefe zur Berufsförderung, Ausgabe B, zu beziehen durch die Frontbuchhandlungen oder vom Verlag Ferd. Hirt, Leipzig C 1, Salomonstr. 15, zum Preise von RM. —,30.

[2] Der Lehrsatz wurde von dem Griechen Pythagoras aufgestellt.

mit einer Seitenlänge von 1 cm. Der Flächeninhalt eines Teilquadrates ist dann immer 1 cm².

Das Quadrat über der Kathete a $(= a^2)$ enthält $= 3 \cdot 3 = 9$ cm²
Das Quadrat über der Kathete b $(= b^2)$ enthält $= 4 \cdot 4 = 16$ cm²
Das Quadrat über der Hypotenuse c $(= c^2)$ enthält $= 5 \cdot 5 = 25$ cm²

Wir erkennen hieraus, daß $\mathbf{c^2 = a^2 + b^2}$ ist, d. h.

das Quadrat über der Hypotenuse ist gleich der Summe der Quadrate über den Katheten.

Dieser Lehrsatz des Pythagoras gilt für alle rechtwinkligen Dreiecke. Wenn 2 Seiten eines rechtwinkligen Dreiecks bekannt sind, dann läßt sich die dritte Seite berechnen. Bei dem Kegel wurde die Länge der Mantellinie s gesucht. Die Mantellinie s entspricht der Hypotenuse. Die Katheten werden von der Kegelhöhe h und dem Radius r des Grundkreises gebildet (Abb. 65).

Aus der Gleichung $c^2 = a^2 + b^2$ wird durch Einsetzen dieser Werte

$$s^2 = h^2 + r^2$$

hieraus berechnen wir die Mantellinie zu

$$\boxed{s = \sqrt{h^2 + r^2}}$$

Zur Prüfung setzen wir die Zahlenwerte unserer Zeichnung ein und erhalten:

$$5 = \sqrt{4^2 + 3^2} = \sqrt{16 + 9} = \sqrt{25} = 5$$

Beispiel: Ein viereckiger, rechtwinkliger Rahmen soll durch eine Diagonale verstärkt werden. Die Seitenlängen des Rahmens sind $a = 1{,}50$ m und $b = 2{,}50$ m. Wie lang wird die Diagonale c?

Rechnungsgang: Durch die Diagonale wird der Rahmen in zwei rechtwinklige Dreiecke zerlegt, deren Katheten $a = 1{,}50$ m und $b = 2{,}50$ m lang sind. Die Diagonale ist in diesen Dreiecken die Hypotenuse. Das Quadrat der Hypotenuse ist gleich der Summe der Kathetenquadrate, dann ist die Länge der Diagonale gleich der Wurzel aus der Summe der Quadrate der beiden Seiten.

Lösung: $c^2 = a^2 + b^2$

$$= 1{,}5^2 + 2{,}5^2 = 2{,}25 + 6{,}25 = 8{,}50.$$

$$c = \sqrt{8{,}50} = 2{,}915 \approx 2{,}92$$

Die Länge der Diagonale muß **2,92 m** sein.

Übungsaufgaben

3) Die Höhe eines Kegels soll 28 cm hoch und die Mantellinie 32 cm lang sein. Wie groß muß der Durchmesser des Grundkreises werden?
4) Die Bodenlänge einer Anfahrtrampe ist 15 m lang, die Steighöhe beträgt 1,50 m. Welche Länge hat die Rampenbahn?

Die Winkelfunktionen

Der Dreher soll einen Kegel drehen. Hierzu muß er das Werkstück oder den Drehstahlschlitten entsprechend einstellen. Für ihn ist es wichtig, den Winkel zu kennen, den die Mantellinie mit der Mittellinie des Kegels bildet. Nach diesem Winkel muß er den Schlitten des Drehstahles einstellen (Abb. 67). Der Spitzenwinkel des Kegels sei 2α, dann ist der Winkel zwischen Mantellinie und Mittellinie α. Dieser Winkel gibt, wie aus Abb. 67 hervorgeht, auch gleichzeitig den Einstellwinkel des Schlittens an. Die Mantellinie bildet außerdem mit der Länge l und dem halben Durchmesser des Kegels das rechtwinklige Dreieck ABC, in dem wiederum bei A der Winkel α erscheint. Die Seiten $\frac{d}{2}$ und l stehen bei diesem Kegel in einem bestimmten Verhältnis zueinander. Das Verhältnis zweier Größen können wir als Proportion schreiben und erhalten $\frac{d}{2} : l$ oder $\frac{\frac{d}{2}}{l}$.

Abb. 67 Support-Einstellwinkel

Wir erkennen aus der Abb. 68 weiterhin, daß sich dieses Verhältnis ändert, sobald sich der Winkel α ändert. Man sagt: Das Seitenverhältnis $\frac{\frac{d}{2}}{l}$ ist eine Funktion des Winkels α. Diese Funktion bezeichnen wir als Tangensfunktion des Winkels α und schreiben hierfür $\operatorname{tg}\alpha$ (lies: Tangens alfa). Es ist also:

$$\boxed{\operatorname{tg}\alpha = \frac{\frac{d}{2}}{l}}$$

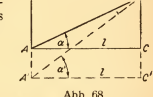


Abb. 68

d. h. in Worten ausgedrückt: Der Tangens des Winkels α ist gleich dem Verhältnis der ihm gegenüberliegenden Kathete (= Gegenkathete) zu der ihm anliegenden Kathete (= Ankathete). Die Längen der Katheten müssen immer bekannt sein, um $\operatorname{tg}\alpha$ zu errechnen. In den Technischen Tabellen finden wir zu dem Tangens α den zugehörigen Winkel α.

1. Beispiel: Die Länge l eines Kegels ist 40 mm, der Durchmesser d des Grundkreises beträgt 60 mm. Unter welchem Winkel muß der Längsschlitten eingestellt werden?

Rechnungsgang: Wir errechnen den Einstellwinkel aus dem Seitenverhältnis: $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{d}{2}}{l}$. Den zugehörigen Winkel α finden wir in den Technischen Tabellen.

Lösung: $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{60}{2}}{40} = \frac{30}{40} = \frac{3}{4} = 0{,}75$

Dieser Wert wird in den Technischen Tabellen aufgesucht. Hierzu finden wir in derselben Spalte waagerecht links 36° und senkrecht oben 50′. Der Winkel ist also $\alpha = 36°\ 50'$.

Der Längsschlitten wird auf 36° 50′ eingestellt.

Das Seitenverhältnis kann auch umgekehrt geschrieben werden. Statt $\frac{\frac{d}{2}}{l}$ erhalten wir dann $\frac{l}{\frac{d}{2}}$. Bei dieser Schreibweise sprechen wir von dem Kotangens des Winkels α. Der Kotangens ist also das Verhältnis der Ankathete zur Gegenkathete:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{l}{\frac{d}{2}}$$

Für das gewählte Beispiel erhalten wir $\operatorname{ctg} \alpha = \frac{40}{\frac{60}{2}} = \frac{4}{3} = 1{,}333$. Wir suchen diesen Wert ebenfalls in der tg-Tabelle. Hierzu erhalten wir wieder in derselben Spalte rechts 36° und unten 50′.

$$\alpha = 36°\ 50'$$

Merke: In einem rechtwinkligen Dreieck bezeichnet der Tangens (tg) eines Winkels das Verhältnis der Gegenkathete zur Ankathete.

$$\text{Tangens} = \frac{\text{Gegenkathete}}{\text{Ankathete}}$$

Der Kotangens (ctg) eines Winkels bezeichnet das umgekehrte Verhältnis: Ankathete zur Gegenkathete.

$$\text{Kotangens} = \frac{\text{Ankathete}}{\text{Gegenkathete}}$$

In der Technik rechnet man zweckmäßig nur mit dem Tangens. Nicht jeder Drehstahlschlitten läßt sich zum Kegeldrehen einstellen. Wir richten in diesem Fall den Kegel durch Verstellen der Körnerspitze des Reit-

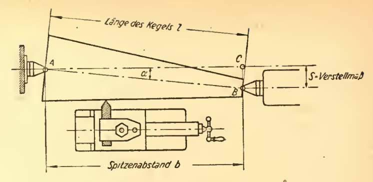


Abb. 69 Spitzenverstellung

stockes ein. Der Reitstock wird so weit aus der Mitte verstellt, bis die Mantellinie des zu drehenden Kegels parallel zur Spindelmitte verläuft (Abb. 69). Da die Mantellinie vor dem Drehen noch nicht vorhanden ist, so muß die Verstellung der Körnerspitze rechnerisch ermittelt werden. Das Verstellmaß bezeichnen wir mit s und den Neigungswinkel der Kegelmittellinie zur Spindelachse mit α, die Länge des Kegels ist l. Diese Größen bilden zusammen das Dreieck ABC. Der Einstellwinkel α ist gleichzeitig ein Neigungswinkel der Kegelmantellinie (Abb. 69). Dieser Winkel wird angegeben oder aus der Zeichnung ermittelt. Aus der Abb. 70 ist zu erkennen, daß das Verstellmaß s sich mit dem Winkel α ändert, während die Länge l des Kegels unverändert bleibt. Mit dem Winkel α ändert sich ebenso der Spitzenabstand b (Abb. 70), diesen Unterschied gleichen wir durch Nachstellen der Pinole aus. Das Seitenverhältnis $\frac{s}{l}$ ist wieder eine Funktion des Winkels α. Diese Funktion bezeichnen wir als **Sinus** des Winkels α und schreiben:

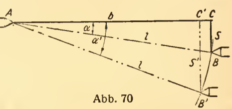


Abb. 70

$$\boxed{\sin \alpha = \frac{s}{l}}$$

Der Sinus eines Winkels bezeichnet also das Verhältnis der ihm gegenüberliegenden Kathete zur Hypotenuse. Aus dieser Gleichung läßt sich nun das Verstellmaß s errechnen. Es ist $s = l \cdot \sin \alpha$. Die Sinuswerte für alle Winkelgrößen sind ebenfalls in Tabellen festgelegt. Wir finden sie in den Technischen Tabellen.

2. Beispiel: Die Länge eines Kegels (Kegelstumpf) ist $l = 250$ mm, der Winkel $\alpha = 2° \, 30'$. Wie groß muß das Verstellmaß s sein?

Rechnungsgang: Wir benutzen die Gleichung $\sin \alpha = \frac{s}{l}$, daraus ergibt sich $s = l \cdot \sin \alpha$; den Wert für $\sin \alpha$ finden wir in den Technischen Tabellen.

Lösung: $s = 250 \cdot 0{,}0436 = 10{,}9$ mm. Das Verstellmaß beträgt **10,9 mm.**

Das Verhältnis des Spitzenabstandes b zur Kegellänge l ist auch eine Funktion des Winkels α. Wir bezeichnen diese Funktion als Kosinus (cos). Es ist:

$$\cos \alpha = \frac{b}{l}$$

das heißt, der Kosinus eines Winkels bezeichnet das Verhältnis der ihm anliegenden Seite (Ankathete) zur Hypotenuse. Wollen wir die Einstellung rechnerisch nachprüfen, dann können wir aus dieser Gleichung den Winkel α ermitteln. Den zu einem Kosinuswert gehörigen Winkel finden wir wieder in den Technischen Tabellen.

3. Beispiel: Die Länge l eines Kegels ist 250 mm, der Spitzenabstand b beträgt 249,75 mm. Wie groß ist der Einstellwinkel α?

Rechnungsgang: Es ist $\cos \alpha = \frac{b}{l}$. Den Winkel finden wir in der Sinus-Cosinus-Tafel der Technischen Tabellen. Wir finden in der rechten Spalte die Gradzahlen und unten die Minutenzahlen.

Lösung: $\cos \alpha = \frac{249{,}75}{250} = 0{,}9990$

$\alpha = 2° \, 30'$

Der Einstellwinkel beträgt **2° 30'.**

Merke: In einem rechtwinkligen Dreieck bezeichnet der Sinus eines Winkels das Verhältnis der Gegenkathete zur Hypotenuse.

$$\text{Sinus} = \frac{\text{Gegenkathete}}{\text{Hypotenuse}}$$

Der Kosinus bezeichnet das Verhältnis der Ankathete zur Hypotenuse.

$$\text{Kosinus} = \frac{\text{Ankathete}}{\text{Hypotenuse}}$$

Wir fassen jetzt alle Winkelfunktionen zusammen und stellen sie für ein allgemeines rechtwinkliges Dreieck ABC

Abb. 71 Rechtwinkliges Dreieck zur Aufstellung der Winkelfunktionen

mit den Seiten a, b, c und den Winkeln α, β und γ (Abb. 71) auf. Die Benennungen im Dreieck werden immer so gewählt, daß bei dem Eckpunkt A der Winkel α und dem Winkel gegenüber die Seite a liegt. Dasselbe gilt für B, β, b und C, γ und c. Die Winkelfunktionen sind dann für den Winkel α:

$$\sin\alpha = \frac{\text{Gegenkathete}}{\text{Hypotenuse}} = \frac{a}{c} \qquad \operatorname{tg}\alpha = \frac{\text{Gegenkathete}}{\text{Ankathete}} = \frac{a}{b}$$

$$\cos\alpha = \frac{\text{Ankathete}}{\text{Hypotenuse}} = \frac{b}{c} \qquad \operatorname{ctg}\alpha = \frac{\text{Ankathete}}{\text{Gegenkathete}} = \frac{b}{a}$$

Für den Winkel β ist sinngemäß:

$$\sin\beta = \frac{b}{c} \qquad \cos\beta = \frac{a}{c} \qquad \operatorname{tg}\beta = \frac{b}{a} \qquad \operatorname{ctg}\beta = \frac{a}{b}$$

4. Beispiel: Eine Verladerampe soll 30 m lang werden und auf 5 m steigen. Wie groß ist der Neigungswinkel?

Rechnungsgang: Wir berechnen den Neigungswinkel α aus dem rechtwinkligen Dreieck, dessen Hypotenuse 30 m lang ist, die Gegenkathete ist 5 m lang (Abb. 72). Den Winkel α lesen wir aus der Sinus-Tabelle ab.

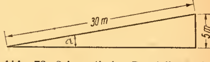


Abb. 72 Schematische Darstellung der Verladerampe zum 4. Beispiel

Lösung: Es ist $\sin\alpha = \frac{5}{30} = 0{,}1666$

$$\alpha = 9^\circ\,35'$$

Der Neigungswinkel der Verladerampe beträgt $\underline{\underline{9^\circ\,35'}}$.

Übungsaufgaben

5) Eine Böschung ist 4 m hoch und am Boden 6 m tief. Wie groß ist der Böschungswinkel? (Abb. 72 sinngemäß.)
6) Ein Konus soll 280 mm lang sein und der Winkel $\alpha = 3^\circ$ betragen. Wie groß muß das Verstellmaß der Körnerspitzen an der Drehbank sein?
7) Ein Konus mit den Durchmessern $D = 200$ mm und $d = 170$ mm sowie der Länge $l = 280$ mm wird auf einer Drehbank mit verstellbarem Längsschlitten gedreht. Wie groß ist der Einstellwinkel des Schlittens? (Vgl. Abb. 67.)

Festigkeitsrechnungen

1. Beispiel: Bei einer Zerreißprobe zerreißt der Probestab aus St 37 mit dem Durchmesser $d = 12$ mm bei einer Gesamtbelastung von 6786 kg. Wie groß ist die Bruchbelastung für 1 cm² Querschnitt? Wie groß kann die zulässige Beanspruchung werden, wenn sie $\frac{1}{4}$ der Bruchbeanspruchung betragen darf?

Rechnungsgang: Wir erhalten die Bruchbeanspruchung für 1 cm², wenn die Gesamtbelastung durch den Querschnitt des Probestabes geteilt wird.

Die zulässige Beanspruchung beträgt im Mittel rund $\frac{1}{5}$ der Bruchbeanspruchung.

Lösung: Die Bruchbeanspruchung beträgt $\sigma_B = \frac{6786}{1{,}2^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{6786}{1.131} = 6000$ kg/cm².

Die zulässige Beanspruchung beträgt $\sigma_z = \frac{6000}{5} = \underline{\underline{1200 \text{ kg/cm}^2}}$.

Dieser Wert entspricht den Tabellenwerten für σ_z.

2. Beispiel: An einer Deckenöse soll eine einfache Aufzugsrolle befestigt werden. Die Rolle ist für eine Höchstbelastung von 2700 kg gebaut. Wie stark muß der Schaft der Deckenöse sein, um diese Belastung aufnehmen zu können? (Werkstoff St 50.)

Rechnungsgang: Die Deckenöse wird auf Zug bei wechselnder Belastung in einer Richtung beansprucht. Die zulässige Belastung beträgt für St 50 $\sigma_z = 900$ kg/cm² (Technische Tabellen).

Lösung: Der Querschnitt des Ösenschafts muß eine Größe $\frac{2700}{900} = 3$ cm² haben.

Zu diesem Querschnitt gehört der Durchmesser $d = 2{,}0$ cm (vgl. Technische Tabellen).

Der Schaft der Deckenöse wird **20 mm** stark.

3. Beispiel: Die Achse der Aufzugsrolle im 2. Beispiel ist in zwei Stahlblechen gelagert. Wie stark muß die Rollenwelle sein?

Rechnungsgang: Die Welle wird an den Lagerstellen auf Abscheren beansprucht. Da 2 Lagerstellen vorhanden sind, entfällt auf jede die halbe Belastung $P = \frac{2700}{2} = 1350$ kg. Die Schubfestigkeit für St 50 beträgt im Mittel $\tau_s = 720$ kg/cm² für wechselnde Belastung.

Lösung: Der Querschnitt der Achse muß eine Größe $\frac{1350}{720} = 1{,}87$ cm² haben.

Zu diesem Querschnitt gehört ein Durchmesser $d = 1{,}6$ cm (vgl. Technische Tabellen).

Der Achsendurchmesser muß **16 mm** stark sein.

Von den Geschwindigkeiten beim Schleifen

Beim Schleifen ist die Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe von besonderer Bedeutung. Die Umfangsgeschwindigkeit ist zugleich die Schnittgeschwindigkeit der Schleifscheibe. Wird diese Geschwindigkeit zu hoch, so tritt ein erheblicher Leistungsabfall in der Schleifarbeit ein. Bei zu kleiner Geschwindigkeit wird die Schleifscheibe schnell abgenutzt und bald unrund. Der Schliff wird grob und das Fertigmaß ungenau. Der Umfang einer Schleifscheibe ist nach der Kreisformel immer $2r \cdot \pi$. Daraus folgt: Scheiben mit verschiedenen Durchmessern haben auch verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten, wenn die Umlaufzahl dabei gleich

bleibt. Bei einer Umdrehung muß ein Punkt am Umfang einen immer größeren Weg zurücklegen, je größer der Durchmesser der Scheibe ist. Es ist also notwendig, Drehzahl und Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe rechnerisch bestimmen zu können. Die Geschwindigkeiten werden in Metern je Sekunde (m/s) berechnet.

1. Beispiel: Eine Schleifscheibe von 200 mm ⌀ macht 3300 U/min. Wie groß ist die Umfangsgeschwindigkeit (Schnittgeschwindigkeit)?

Rechnungsgang: Bekannt sind der Durchmesser der Scheibe $d = 200$ mm und die Umdrehungszahl $n = 3300$ U/min. Die Schnittgeschwindigkeit v muß errechnet werden, um zu prüfen, ob der zulässige Höchstwert von 35 m/s nicht überschritten wird.

Ein Schleifkorn am Umfang der Scheibe legt bei einer Umdrehung einen Weg: $U = d \cdot \pi$ [mm] zurück. Bei n Umdrehungen in der Minute beträgt der Weg n mal soviel.

Die Umfangsgeschwindigkeit ist: $v = n \cdot d \cdot \pi$ mm/min. Dieser Wert muß in m/s umgerechnet werden. Wir teilen durch 1000 und erhalten m statt mm, dann durch 60, weil 1 min 60 s hat. Es ergibt sich somit:

$$\boxed{v = \frac{n \cdot d \cdot \pi}{1000 \cdot 60} \text{ [m/s]}}$$

Lösung: Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe:

$$v = \frac{3300 \cdot 200 \cdot 3{,}14}{1000 \cdot 60} = 34{,}5 \text{ m/s}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt 34,5 m/s. Der zulässige Höchstwert von 35 m/s wird nicht überschritten.

2. Beispiel: Eine Schleifscheibe von 250 mm⌀ darf eine Höchstschnittgeschwindigkeit von 25 m/s haben. Die Umdrehungszahl der Scheibe ist zu bestimmen.

Rechnungsgang: Der Durchmesser der Scheibe beträgt $d = 250$ mm, die Höchstschnittgeschwindigkeit ist mit $v = 25$ m/s festgelegt. Die Umdrehungszahl n soll bestimmt werden. Aus der Gleichung

$$v = \frac{n \cdot d \cdot \pi}{1000 \cdot 60}$$

erhalten wir durch Umformen

$$n = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{d \cdot \pi}.$$

Lösung: Umdrehungszahl der Schleifscheibe:

$$n = \frac{25 \cdot 1000 \cdot 60}{250 \cdot 3{,}14} = 1910 \text{ U/min}$$

Die Umdrehungszahl der Schleifscheibe ist **$n = 1910$ U/min.**

3. Beispiel: Eine Schleifscheibe hat 300 mm⌀ und trägt den Aufdruck: Höchstdrehzahl $n = 2230$ U/min. Wie groß wird die Schnittgeschwindigkeit sein?

Rechnungsgang: Die Schnittgeschwindigkeit wird mit den gegebenen Werten errechnet aus der Formel:

$$v = \frac{n \cdot d \cdot \pi}{1000 \cdot 60}$$

Lösung: Es ist

$$v = \frac{n \cdot d \cdot \pi}{1000 \cdot 60} = \frac{2230 \cdot 300 \cdot 3,14}{1000 \cdot 60} = 35 \text{ m/s.}$$

Die Schnittgeschwindigkeit beträgt $v = 35$ m/s.

4. Beispiel: Eine Schleifscheibe von 200 mm⌀ macht 1500 U/min. Wie groß ist die Schnittgeschwindigkeit?

Rechnungsgang: Die Schnittgeschwindigkeit ist gleichzeitig die Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe. Die Formel für die Umfangsgeschwindigkeit ist $v = n \cdot d \cdot \pi$ in mm/min. Da aber die Schnittgeschwindigkeit in m/s ausgedrückt wird, muß dieser Wert durch 1000 (mm in m) und 60 (min in s) geteilt werden. Die Schnittgeschwindigkeit ist also:

$$v = \frac{n \cdot d \cdot \pi}{1000 \cdot 60} \text{ [m/s]}$$

Lösung: Schnittgeschwindigkeit der Schleifscheibe

$$v = \frac{1500 \cdot 200 \cdot 3,14}{1000 \cdot 60} \approx 16 \text{ m/s.}$$

Die Schnittgeschwindigkeit beträgt 16 m/s.

5. Beispiel: Die zulässige Schnittgeschwindigkeit bei einer Schleifscheibe von 400 mm⌀ beträgt 25 m/s.

Wie groß ist die Umdrehungszahl?

Rechnungsgang: Die Umdrehungszahl ist in der Formel für die Schnittgeschwindigkeit $v = \frac{n \cdot d \cdot \pi}{1000 \cdot 60}$ enthalten. Diese Formel wird so umgeformt, daß wir n errechnen können. Wir erhalten dann:

$$n = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{d \cdot \pi}$$

Lösung: Die Umdrehungszahl beträgt

$$n = \frac{25 \cdot 1000 \cdot 60}{400 \cdot 3,14} = 1200 \text{ U/min.}$$

Die Umlaufzahl der Schleifscheibe ist $n = 1200$ U/min.

Aus der Naturlehre

Von der gleichförmig beschleunigten Bewegung

Eine Lokomotive oder ein Auto hat beim Anfahren nicht sofort die volle Geschwindigkeit; die Fahrzeuge brauchen zur Erreichung ihrer Endgeschwindigkeit eine mehr oder weniger lange Zeit. Während dieser Zeit vergrößert sich fortlaufend die Geschwindigkeit. Die Bewegung, die ein Fahrzeug in diesem Falle macht, heißt die beschleunigte Bewegung. Die Geschwindigkeit wächst dabei von Sekunde zu Sekunde. Ist ihre Zunahme in jeder Sekunde gleich groß, so haben wir eine gleichförmig beschleunigte Bewegung vor uns. Der sekundliche Zuwachs, der Geschwindigkeit heißt die Beschleunigung und wird mit b bezeichnet.

Merke: Die Beschleunigung ist die Geschwindigkeitszunahme je Sekunde.

Da die Geschwindigkeit v die Maßbezeichnung m/s hat, so muß b als zusätzliche Geschwindigkeit je Sekunde daher die Maßbezeichnung m/s je Sekunde haben. Dafür schreibt man: $\frac{m/s}{s} = \frac{\frac{m}{s}}{s} = \frac{m}{s \cdot s} = \frac{m}{s^2}$

Merke: Die Beschleunigung b hat die Maßbezeichnung m/s².

Hat nun ein sich bewegender Körper eine Anfangsgeschwindigkeit v_a (m/s) und erfährt er eine Beschleunigung von b (m/s²), so heißt das die Geschwindigkeit ist:

nach 1 Sekunde $v_1 = v_a + b$
nach 2 Sekunden $v_2 = v_a + b \cdot 2$ $(= v_1 + b = v_a + b + l)$
nach 3 Sekunden $v_3 = v_a + b \cdot 3$
nach t Sekunden $v_t = v_a + b \cdot t$

Bezeichnen wir die Endgeschwindigkeit nach t Sekunden mit v_e, so ist:

$$\boxed{v_e = v_a + b \cdot t}$$

Will man den Weg ermitteln, den ein Körper während der Zeit seiner gleichförmig beschleunigten Bewegung zurücklegt, so stellt man folgende Überlegung an: Der Weg bei einer gleichförmigen Bewegung ist $s = v \cdot t$. Ist nun z. B. die Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 3$ m/s und die Endgeschwindigkeit $v_e = 9$ m/s, so legt der Körper bei dieser gleichförmig beschleunigten Bewegung denselben Weg zurück, als wenn er sich die ganze Zeit über mit einer gleichbleibenden, mittleren Geschwindigkeit von 6 m/s bewegt hätte. Diese mittlere Geschwindigkeit ergibt sich aus: $v_m = \frac{3+9}{2} = \frac{12}{2} = 6$ m/s. Allgemein ist also: $v_m = \frac{v_a + v_e}{2}$. Setzen wir diesen Wert in die obige Gleichung $s = v \cdot t$ ein, so erhalten wir für die

Länge des Weges, den der Körper während der Beschleunigung in t Sekunden zurücklegt:

$$\boxed{s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t}$$

Setzt man in diese Gleichung den Wert für v_e ein, so ergibt sich:

$$s = \frac{v_a + v_a + b \cdot t}{2} \cdot t = \frac{(2v_a + b \cdot t) \cdot t}{2} = \frac{2v_a \cdot t + b \cdot t^2}{2}$$

$$= \frac{2v_a \cdot t}{2} + \frac{b \cdot t^2}{2} = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}$$

$$\boxed{s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}}$$

Löst man die Gleichung für v_e nach t auf, so ergibt sich:

$$b \cdot t + v_a = v_e$$

$$b \cdot t = v_e - v_a$$

$$t = \frac{v_e - v_a}{b}$$

Diesen Wert setzen wir in die Gleichung für s ein und erhalten:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{v_e + v_a}{2} \cdot \frac{v_e - v_a}{b} = \frac{(v_e + v_a)(v_e - v_a)}{2b}$$

$$= \frac{v_e^2 - v_e \cdot v_a + v_e \cdot v_a - v_a^2}{2b}$$

$$\boxed{s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b}}$$

Mit Hilfe dieser vier Gleichungen kann man von den bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung vorkommenden 5 Größen s, v_a, v_e, b und t die jeweils unbekannten Werte berechnen, wenn drei von ihnen gegeben sind.

Ist die Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 0$, d. h. beginnt die Bewegung aus der Ruhelage, so setzt man in sämtliche Gleichungen für v_a den Wert 0 ein. Dann gehen die vier Gleichungen in folgende einfachere Form über:

1) $v_e = v_a + b \cdot t = 0 + b \cdot t$; $\underline{\underline{\mathbf{v_e = b \cdot t}}}$

2) $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{0 + v_e}{2} \cdot t$; $\underline{\underline{\mathbf{s = \frac{v_e}{2} \cdot t}}}$

3) $s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2} = 0 \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}$; $\underline{\underline{\mathbf{s = \frac{b \cdot t^2}{2}}}}$

4) $s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b} = \frac{v_e^2 - 0}{2b}$; $\underline{\underline{\mathbf{s = \frac{v_e^2}{2b}}}}$

1. **Beispiel:** Ein Eisenbahnzug fährt mit einer Geschwindigkeit von 30 km/h und erhöht seine Geschwindigkeit $2\frac{1}{2}$ Minuten lang mit einer Beschleunigung von $0{,}09\ m/s^2$. Welche Geschwindigkeit erreicht er dabei?

Rechnungsgang: Bekannt sind: Anfangsgeschwindigkeit v_a, Beschleunigung b und Zeit t. Die zu bestimmende Endgeschwindigkeit v_e kann mit Hilfe der Gleichung $v_e = v_a + b \cdot t$ berechnet werden. Beim Einsetzen der Werte ist darauf zu achten, daß die Geschwindigkeiten in den Formeln in der Maßeinheit m/s erscheinen. Die in km/h gegebene Anfangsgeschwindigkeit ist daher in m/s und die in min gegebene Zeit in s umzurechnen. Die Beschleunigung dagegen ist in der gegebenen Maßeinheit m/s^2 einzusetzen. Das Ergebnis erhält man dann in m/s. Um die Endgeschwindigkeit wieder in km/h ausdrücken zu können, hat man zum Schluß wieder in diese Maßeinheit umzurechnen.

Lösung: Es ist: $v_a = 30\ km/h = \frac{30000}{3600} = 8{,}33\ m/s$; $b = 0{,}09\ m/s^2$; $t = 2\frac{1}{2}$ min $= 2{,}5 \cdot 60 = 150$ s

$$\begin{aligned} \text{Endgeschwindigkeit } v_e &= v_a + b \cdot t \\ &= 8{,}33 + 0{,}09 \cdot 150 \\ &= 8{,}33 + 13{,}5 \\ &= 21{,}83\ m/s \end{aligned}$$

$$21{,}83\ m/s = \frac{21{,}83 \cdot 3600}{1000} = 21{,}83 \cdot 3{,}6 \approx 78{,}6\ km/h$$

Der Eisenbahnzug erreicht nach $2\frac{1}{2}$ Minuten eine Geschwindigkeit von **78,6 km/h.**

2. **Beispiel:** Eine Lokomotive hat eine Geschwindigkeit von 5 m/s; sie erhält in 12 Sekunden eine Endgeschwindigkeit von 14,6 m/s.

a) Wie groß ist die Beschleunigung?

b) Wie groß ist der bei der Beschleunigung zurückgelegte Weg?

Rechnungsgang: Bekannt sind: Anfangsgeschwindigkeit v_a, Endgeschwindigkeit v_e und Zeit t. Die Beschleunigung läßt sich aus der Gleichung $v_e = v_a + b \cdot t$ durch Auflösen der Gleichung nach b errechnen. Der Weg ergibt sich aus der Gleichung $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$. Da die Geschwindigkeiten in m/s und die Zeit in Sekunden gegeben sind, hat man die Werte ohne Umrechnung in die Gleichung einzusetzen.

Lösung: a)

$$\begin{aligned} v_e &= v_a + b \cdot t \\ v_a + b \cdot t &= v_e \\ b \cdot t &= v_e - v_a \\ b &= \frac{v_e - v_a}{t} \\ &= \frac{14{,}6 - 5}{12} = \frac{9{,}6}{12} = 0{,}8\ m/s^2 \end{aligned}$$

b) $$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{5 + 14{,}6}{2} \cdot 12 = \frac{19{,}6}{2} \cdot 12 = 9{,}8 \cdot 12 = 117{,}6\ m$$

Die Beschleunigung beträgt $b = 0{,}8\ m/s^2$, der bei der Beschleunigung zurückgelegte Weg $s = 117{,}6$ m.

8) Der Motor eines Kraftfahrzeuges hat einen Kolbenhub von 130 mm. Seine Drehzahl beträgt 1200 U/min.
   a) Wie groß ist die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades?
   b) Wie groß ist die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens?

   (vgl. 2. Teil, S. 130 ... 137)
9) Ein Straßenbahnwagen hat eine höchste Fahrgeschwindigkeit von 18 km/h. Er erreicht beim Anfahren diese Geschwindigkeit in 8 Sekunden.
   a) Wie groß ist seine Beschleunigung?
   b) Wie groß ist der Anfahrweg?
10) Das Schwungrad einer Walzenzugmaschine hat einen Durchmesser von 5500 mm. Die Maschine läuft in 25 Sekunden aus der Ruhelage auf eine Drehzahl von 240 U/min an.
    a) Wie groß ist die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades bei voller Drehzahl?
    b) Welchen Weg legt ein Punkt auf dem Radumfang während des Anfahrens der Maschine zurück?
    c) Wie groß ist die Beschleunigung am Radumfang?
    d) Wie groß ist die Zahl der Umdrehungen, die die Maschine zum Anlaufen braucht?
    e) Wie groß ist die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades bei voller Drehzahl?

    (vgl. 2. Teil, S. 130 ... 137)

Von den Fallgesetzen

Eine besonders wichtige gleichförmig beschleunigte Bewegung ist die Bewegung, die ein frei zur Erde fallender Körper ausführt. Die Ursache für diesen freien Fall der Körper ist die Anziehungskraft der Erde oder die Schwerkraft, auch Erdschwere genannt. Die Beschleunigung, die die Körper hierbei erfahren, heißt die Erdbeschleunigung und wird mit g bezeichnet. Sie beträgt ≈ 10 m/s², genau $g = 9{,}81$ m/s². Der Weg, den der Körper hierbei zurücklegt, heißt die Fallhöhe, man bezeichnet sie mit h. Die Anfangsgeschwindigkeit v_a ist gleich null. Da es sich um eine gleichförmig beschleunigte Bewegung handelt, gelten die im vorigen Abschnitt abgeleiteten Formeln auch für den freien Fall der Körper.
Zunächst seien die 4 Formeln noch einmal wiederholt:

$$1)\quad v_e = v_a + b \cdot t$$

$$2)\quad s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

$$3)\quad s = v_a \cdot t + \frac{bt^2}{2}$$

$$4)\quad s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b}$$

Setzt man $v_a = 0$, für den Weg s die Fallhöhe h und für die Beschleunigung b die Erdbeschleunigung g ein, so wird

aus Gleichung 1):	$v_e = g \cdot t$
aus Gleichung 2):	$h = \frac{v_e}{2} \cdot t$
aus Gleichung 3):	$h = \frac{g \cdot t^2}{2}$
aus Gleichung 4):	$h = \frac{v_e^2}{2\,g}$

Löst man die letzte Gleichung nach v_e auf, so ergibt sich:

$$\frac{v_e^2}{2\,g} = h;$$

$$v_e^2 = 2 \cdot g \cdot h$$

$$v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

t in Sekunden	h in m $\left(h = \frac{g \cdot t^2}{2}\right)$	v_e in m/s $(v_e = g \cdot t)$
1	4,91	9,81
2	19,62	19,62
3	44,15	29,43
4	78,48	39,24
5	122,63	49,05
6	176,58	58,86

Die letzte Formel wird in der Technik sehr häufig gebraucht. Bemerkt sei jedoch, daß die oben abgeleiteten Gleichungen nur gelten, wenn der Luftwiderstand während des Fallens nicht berücksichtigt wird.

In der obenstehenden Tabelle sind für verschiedene Zeiten t die zugehörigen Fallhöhen h und die Endgeschwindigkeiten v_e zusammengestellt.

Tragen wir uns in einem Schaubild in der Waagerechten die Zeit und in der Senkrechten die Fallhöhen auf, so erkennen wir aus der Abb. 73 daß die Fallhöhen nicht gleichmäßig mit der Zeit zunehmen, sondern daß mit zunehmender Zeit die in einer Sekunde zurückgelegten Wege immer größer werden. Wie die Abbildung zeigt, ist der in der 6. Sekunde

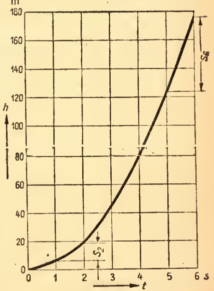


Abb. 73 Zeit-Höhen-Schaubild beim freien Fall

zurückgelegte Weg etwa viermal so groß wie der in der 2. Sekunde zurückgelegte. Tragen wir in gleicher Weise die nach jeder Sekunde erreichte Endgeschwindigkeit v_e ebenfalls in ein solches Schaubild ein (Abb. 74), so erkennen wir, daß diese gleichmäßig mit der Zeit zunimmt.

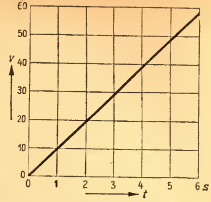


Abb. 74 Zeit-Geschwindigkeit-Schaubild beim freien Fall

Beispiel: Ein Körper fällt in einem Schacht aus 320 m Höhe frei herab.

a) Nach welcher Zeit kommt er unten an?

b) Mit welcher Endgeschwindigkeit kommt er unten an?

c) Wie groß ist der durchfallene Weg nach 5,2 Sekunden?

Rechnungsgang: Bekannt sind Fallhöhe $h = 320$ m und die Erdbeschleunigung $g = 9{,}81$ m/s².

a) Zur Errechnung der Fallzeit wenden wir die Gleichung 3 an: $h = \frac{g \cdot t^2}{2}$. Diese enthält als einzige Unbekannte t und ist nach t aufzulösen.

b) Die Endgeschwindigkeit ergibt sich aus der Gleichung $v_e = \sqrt{2\,g\,h}$ oder aus Gleichung 1: $v_e = g \cdot t$. In diesem Fall hat man für t den unter a) ermittelten Wert einzusetzen.

c) Der nach 5,2 Sekunden durchfallene Weg läßt sich aus Gleichung 3 errechnen. Für t hat man dann den Wert 5,2 einzusetzen.

Lösung: Es ist $h = 320$ m; $g = 9{,}81$ m/s².

a) Aus der Gleichung $\frac{g \cdot t^2}{2} = h$ ergibt sich: $t^2 = \frac{2 \cdot h}{g}$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot 320}{9{,}81}} = \sqrt{\frac{640}{9{,}81}} = \sqrt{65{,}24} = 8{,}08 \approx 8{,}1 \text{ s}$$

b) Endgeschwindigkeit $v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 320} = \sqrt{19{,}62 \cdot 320}$

$$= \sqrt{6278{,}4} \approx 79{,}2 \text{ m/s}$$

c) Fallhöhe nach 5,2 s:

$$h = \frac{g \cdot t^2}{2} = \frac{9{,}81 \cdot 5{,}2^2}{2} = \frac{9{,}81 \cdot 27{,}04}{2} \approx 132{,}6 \text{ m}$$

Der Körper kommt unten an nach $\underline{\underline{t = 8{,}1 \text{ s.}}}$

Seine Endgeschwindigkeit beträgt $\underline{\underline{v = 79{,}2 \text{ m/s.}}}$

Die Fallhöhe nach 5,2 s ist $\underline{\underline{h = 132{,}6 \text{ m.}}}$

11) Bei einem Fallwerk wird eine Eisenkugel von 500 kg Gewicht durch eine Winde so hoch gehoben, daß sie beim Herabfallen aus ihrer höchsten Stellung unten mit einer Geschwindigkeit $v_e = 16$ m/s auf das zu zerschlagende Gußstück auftrifft.
   a) Welche Fallhöhe ist hierfür erforderlich?
   b) Wie lange dauert der Fall?
   c) Wie groß würde die Aufschlaggeschwindigkeit bei halber Fallhöhe sein?
   d) Wieviel Arbeit leistet die Eisenkugel beim Herabfallen aus ihrer höchsten Stellung?
12) Der Bär eines Dampfhammers fällt 3,1 m frei herab.
   a) Wie groß ist die Geschwindigkeit, mit der er auf das Werkstück auftrifft?
   b) Wie lange dauert der Fall?
   c) Wieviel Schläge kann der Hammer je Minute ausführen, wenn zum Heben die dreifache Zeit wie zum Fallen erforderlich ist?

Von der gleichförmig verzögerten Bewegung

Ein Schwungrad einer Dampfmaschine oder eine Lokomotive verringern nach Abstellen des Dampfes dauernd ihre Geschwindigkeit und kommen schließlich zum Stehen. Die Bewegung, die hierbei ausgeführt wird, heißt eine verzögerte Bewegung. Der Betrag, um den die Geschwindigkeit in jeder Sekunde abnimmt, heißt die Verzögerung. Auch sie wird wie die Beschleunigung mit b bezeichnet. Ist diese Geschwindigkeitsabnahme in jeder Sekunde gleich groß, so haben wir eine gleichförmig verzögerte Bewegung vor uns.

Beträgt nun bei einer solchen Bewegung die sekundliche Geschwindigkeitsabnahme b (m/s²), so bedeutet dies, daß die ursprüngliche Geschwindigkeit v
nach 1 Sekunde um $b \cdot 1$ m/s
nach 2 Sekunden um $b \cdot 2$ m/s
nach 3 Sekunden um $b \cdot 3$ m/s
nach t Sekunden um $b \cdot t$ m/s

kleiner geworden ist. Bei einer Verzögerung von $b = 1{,}2$ m/s² beträgt demnach die Geschwindigkeitsabnahme nach 5 Sekunden

$$b \cdot t = 1{,}2 \cdot 5 = 6 \text{ m/s}.$$

Soll nun die Endgeschwindigkeit ermittelt werden, so muß die ursprüngliche Geschwindigkeit, die Anfangsgeschwindigkeit, um diese Geschwindigkeitsabnahme $b \cdot t$ verringert werden. Bezeichnen wir nun wieder die Anfangsgeschwindigkeit mit v_a, die Verzögerung mit b, die Zeit der verzögerten Bewegung mit t, so ist die Endgeschwindigkeit:

$$\boxed{v_e = v_a - b \cdot t}$$

Vergleichen wir diese Formel mit der im vorigen Abschnitt abgeleiteten Formel für die gleichförmig beschleunigte Bewegung $v_e = v_a + b \cdot t$,

so erkennen wir, daß beide bis auf das Vorzeichen übereinstimmen. Bei der beschleunigten Bewegung wird also die Anfangsgeschwindigkeit um denselben Wert vergrößert, um den sie bei der verzögerten Bewegung verkleinert wird.

Der Weg ergibt sich wie bei der beschleunigten Bewegung als Produkt aus der mittleren Geschwindigkeit und der Zeit. Die mittlere Geschwindigkeit ist $\frac{v_a + v_e}{2}$. Also ist:

$$\boxed{s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t}$$

Setzt man den Wert für v_e in die Gleichung für s ein, so erhält man:

$$s = \frac{v_a + v_a - b \cdot t}{2} \cdot t = \frac{2 v_a - b \cdot t}{2} \cdot t$$

$$= \frac{2 v_a \cdot t - b \cdot t^2}{2} = \frac{2 v_a \cdot t}{2} - \frac{b \cdot t^2}{2}$$

$$\boxed{s = v_a \cdot t - \frac{b \cdot t^2}{2}}$$

Löst man die Gleichung für v_e nach t auf, so ergibt sich:

$$v_e = v_a - b \cdot t$$

$$b \cdot t + v_e = v_a$$

$$b \cdot t = v_a - v_e$$

$$t = \frac{v_a - v_e}{b}$$

Diesen Wert für t setzen wir in die Gleichung für s ein. Dann erhalten wir:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot \frac{v_a - v_e}{b} = \frac{(v_a + v_e) \cdot (v_a - v_e)}{2b}$$

$$= \frac{v_a^2 - v_a \cdot v_e + v_a \cdot v_e - v_e^2}{2b}$$

$$\boxed{s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}}$$

1. Beispiel: Ein Schnellzug hat eine Fahrgeschwindigkeit von 102 km/h. Er wird durch Bremsen auf einer Strecke von 250 m zum Stehen gebracht.

a) Wie groß ist die Bremszeit?
b) Wie groß ist die Verzögerung?

Rechnungsgang: Bekannt sind Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 102$ km/h, Endgeschwindigkeit $v_e = 0$ und der Weg $s = 250$ m. Die in km/h gegebene Anfangsgeschwindigkeit muß zunächst in die Maßeinheit m/s umgewandelt werden.

a) Die Bremszeit ergibt sich aus der Gleichung $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$. In dieser Gleichung sind alle Werte bis auf t bekannt. Die Gleichung ist nach t aufzulösen.

b) Bei den im vorliegenden Falle bekannten Größen berechnet man die Verzögerung am einfachsten aus der Gleichung $s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$. Die Gleichung muß nach b aufgelöst werden. Auch Gleichung 1) und 3) lassen sich anwenden, wenn man den unter a) ermittelten Wert für t einsetzt.

Lösung: Es ist $v_a = 102$ km/h $= \frac{102000}{3600} = 28{,}33$ m/s; $v_e = 0$; $s = 250$ m.

a) Bremszeit t:

Es ist: $\frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = s$

daraus: $t = \frac{2 \cdot s}{v_a + v_e} = \frac{2 \cdot 250}{28{,}33 + 0} = \frac{500}{28{,}33} \approx 17{,}6$ s

b) Verzögerung b:

Es ist: $s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$; $v_e = 0$

$$s \cdot b = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2}$$

$$b = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2s} = \frac{28{,}33^2 - 0^2}{2 \cdot 250} = \frac{802{,}59}{500} = 1{,}61 \text{ m/s}^2$$

Die Bremszeit beträgt **$t = 17{,}6$ s**; die Verzögerung ist **$b = 1{,}61$ m/s²**.

2. Beispiel: Das Schwungrad eines Gasmotors hat einen Durchmesser von 2200 mm. Der Motor macht 212 U/min. Nach Abstellen des Gases läuft er während 76 Umdrehungen bis zum Stillstand aus.

a) Wie groß ist die Umfangsgeschwindigkeit bei voller Drehzahl?
b) Wie groß ist der Auslaufweg eines Punktes am Umfang des Schwungrades?
c) Wie groß ist die Verzögerung am Radumfang?
d) Wie lange dauert das Auslaufen des Gasmotors?

Rechnungsgang:

a) Die Umfangsgeschwindigkeit bei voller Drehzahl ergibt sich aus der bekannten Formel $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$. Da d und n bekannt sind, kann man v berechnen. d in m einsetzen!

b) Da wir wissen, daß das Schwungrad nach Abstellen des Gases noch 76 Umdrehungen macht, ergibt sich der während des Auslaufens zurückgelegte Weg s dadurch, daß man den Umfang $d \cdot \pi$ mit 76 malnimmt.

c) Für die Berechnung der Verzögerung benutzen wir die Gleichung $s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$; s ist unter b) berechnet, v_a ist die Umlaufgeschwindigkeit bei voller Drehzahl, die wir unter a) ermittelt haben. Da $v_e = 0$ ist, vereinfacht sich die Formel noch; es wird $s = \frac{v_a^2}{2b}$. Diese Gleichung ist nach b aufzulösen.

d) Zur Bestimmung der Zeit der Auslaufbewegung verwenden wir die Formel $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$, in der t die einzige Unbekannte ist, da s und v_a vorher errechnet sind. Nun ist $v_e = 0$, so daß sich die Formel vereinfacht zu: $s = \frac{v_a}{2} \cdot t$. Diese Gleichung wird nach t aufgelöst.

Lösung: $d = 2200$ mm $= 2{,}2$ m; $n = 212$ U/min; Zahl der Umdrehungen während des Auslaufens $= 76$.

a) Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2{,}2 \cdot 3{,}14 \cdot 212}{60} \approx 24{,}4$ m/s

b) Auslaufweg $s = 76 \cdot d \cdot \pi = 76 \cdot 2{,}2 \cdot 3{,}14 = 525$ m

c) Verzögerung: Es ist $s = \frac{v_a^2}{2\,b}$; daraus $b \cdot s = \frac{v_a^2}{2}$; $b = \frac{v_a^2}{2\,s}$

$$b = \frac{24{,}4^2}{2 \cdot 525} = \frac{595{,}4}{1050} \approx 0{,}567 \text{ m/s}^2$$

d) Zeitdauer der Auslaufbewegung:

Es ist $s = \frac{v_a}{2} \cdot t$

daraus $t = \frac{2\,s}{v_a} = \frac{2 \cdot 525}{24{,}4} = \frac{1050}{24{,}4} \approx 43$ s

Es ist die Umfangsgeschwindigkeit bei voller Drehzahl **$v = 24{,}4$ m/s.**

Der Auslaufweg eines Punktes auf dem Umfang des Schwungrades ist **$s = 525$ m.**

Die Verzögerung am Radumfang ist **$b = 0{,}567$ m/s²**, die Zeitdauer der Auslaufbewegung **$t = 43$ s.**

Übungsaufgaben

13) Ein Laufkran hat eine Fahrgeschwindigkeit von 1,5 m/s. Er läuft nach Ausschalten des Antriebsmotors auf einer Strecke von 3,8 m gleichförmig verzögert aus.
   a) Wie groß ist die Verzögerung?
   b) Wie lange dauert die Auslaufbewegung?

14) Die Bremsscheibe einer Kranwinde hat einen Durchmesser von 680 mm und macht 180 U/min. Durch Anziehen der Bremse wird sie in 5 Sekunden gleichförmig verzögert bis zum Stillstand abgebremst.
   Es sind zu berechnen:
   a) die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe bei einer Drehzahl von 180 U/min,
   b) der Bremsweg bis zum Stillstand,
   c) die Gesamtzahl der Umdrehungen während des Abbremsens,
   d) die Verzögerung am Scheibenumfang.

15) Ein Förderschacht ist 810 m tief. Das Anfahren des Förderkorbes erfolgt gleichförmig beschleunigt mit einer Beschleunigung von 0,9 m/s². Die Höchstgeschwindigkeit des Förderkorbes beträgt 18 m/s. Beim Auslaufen beträgt die Verzögerung 0,6 m/s².

a) Wie lange dauert die beschleunigte Fahrt?
b) Wie lange dauert die verzögerte Fahrt?
c) Wie groß sind die Wege, die zurückgelegt werden bei der beschleunigten, der gleichförmigen und der verzögerten Bewegung?
d) Wie lange dauert die gleichförmige Fahrt?
e) Wie groß ist die Gesamtzeit des Hubes?

Von der mittleren Kolbengeschwindigkeit

Beim Kolben und beim Kreuzkopf einer Kraftmaschine ist die Geschwindigkeit nicht gleichmäßig, sondern sie schwankt dauernd zwischen dem Werte Null in den beiden Totpunktlagen und einem Höchstwert, der etwa in der Mitte zwischen diesen beiden Punkten erreicht wird. Die Bewegung wird abwechselnd beschleunigt oder verzögert. Wir haben es

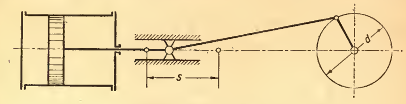


Abb. 75 Schubkurbeltrieb

hier aber nicht mit einer gleichförmig beschleunigten oder verzögerten Bewegung, sondern mit einer ungleichförmig beschleunigten bzw. verzögerten Bewegung zu tun. Um nun einen Vergleichswert über die Geschwindigkeitsverhältnisse beim Kurbeltrieb zu erlangen, hat man den Begriff der mittleren Kolbengeschwindigkeit eingeführt. Darunter verstehen wir den durchschnittlichen sekundlichen Weg (durchschnittliche Geschwindigkeit), den der Kolben zurücklegen würde, wenn seine Bewegung eine gleichförmige wäre. In Abb. 75 bezeichne s den Kolbenhub in m. Dann ist der

Kolbenweg bei einer Umdrehung $= 2 \cdot s$ (m) (Vor- und Rücklauf),
Kolbenweg in einer Minute bei n Umdrehungen beträgt $= 2 \cdot s \cdot n$ [m],
Kolbenweg in einer Sekunde oder
die mittlere Kolbengeschwindigkeit:

$$v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \text{ [m/s]}$$

1. **Beispiel:** Ein Dieselmotor macht 125 U/min und hat einen Kolbenhub von 850 mm. Wie groß ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit, und wie groß ist die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens?

Rechnungsgang:

a) Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ergibt sich aus dem Hub und der Drehzahl der Maschine nach der Gleichung $v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}$. Hierin ist der Hub in m einzusetzen.

b) Die Umfangsgeschwindigkeit wird berechnet nach der Gleichung $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$. Der Durchmesser des Kurbelkreises ist gleich dem Hub: $d = s$. Dabei ist d wieder in m einzusetzen.

Lösung: Es ist: $s = d = 850 \text{ mm} = 0{,}85 \text{ m}$

$n = 125 \text{ U/min}$

a) Mittlere Kolbengeschwindigkeit $v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 0{,}85 \cdot 125}{60} \approx 3{,}54 \text{ m/s}$

b) Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0{,}85 \cdot 3{,}14 \cdot 125}{60} \approx 5{,}56 \text{ m/s}$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit beträgt $v_m = \underline{\underline{3{,}54 \text{ m/s}}}$, die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $v = \underline{\underline{5{,}56 \text{ m/s}}}$.

Vergleichen wir die Umfangsgeschwindigkeit v mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit v_m, indem wir v durch v_m teilen, so ergibt sich

$$\frac{v}{v_m} = \frac{\frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}}{\frac{2 \cdot s \cdot n}{60}} = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{60}{2 \cdot s \cdot n}.$$

Für s setzen wir d ein, da der Kurbelkreisdurchmesser gleich dem Hub ist. Dann erhalten wir:

$$\frac{v}{v_m} = \frac{d \cdot \pi \cdot n \cdot 60}{60 \cdot 2 \cdot d \cdot n} = \frac{\pi}{2} = 1{,}57$$

$$\frac{v}{v_m} = 1{,}57; \text{ daraus}$$

$$\underline{\underline{\boldsymbol{v = 1{,}57 \cdot v_m}}} \text{ und } \underline{\underline{\boldsymbol{v_m = \frac{v}{1{,}57}}}}$$

Ist also die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens einer Kurbelkraftmaschine bekannt, so läßt sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit daraus auf einfache Weise berechnen, indem man v durch 1,57 teilt. Umgekehrt kann man v aus v_m errechnen, indem man v_m mit 1,57 malnimmt.

2. Beispiel: Eine Dampfmaschine mit einem Hub von 1100 mm läuft mit 95 U/min. Zu berechnen sind Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens und mittlere Kolbengeschwindigkeit der Maschine.

Rechnungsgang: Die Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich wie im vorigen Beispiel aus der Gleichung $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$. Daraus erhält man die mittlere Kolbengeschwindigkeit, indem man den für v ermittelten Wert durch 1,57 teilt.

Lösung: Es ist: $s = d = 1100$ mm $= 1,10$ m; $n = 95$ U/min

a) Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1,10 \cdot 3,14 \cdot 95}{60} \approx 5,47$ m/s

b) Mittlere Kolbengeschwindigkeit $v_m = \frac{v}{1,57} = \frac{5,47}{1,57} \approx 3,48$ m/s

Die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens beträgt $v = $ **5,47 m/s**, die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = $ **3,48 m/s.**

Übungsaufgabe

16) Die mittlere Kolbengeschwindigkeit einer Kolbenpumpe mit Kurbeltrieb soll 1,4 m/s nicht überschreiten. Der Hub der Pumpe beträgt 750 mm. Wie hoch darf die Drehzahl der Kurbel höchstens sein?

Von der Reibung

Soll in einem Betriebe eine Maschine aufgestellt werden, so kommt es häufig vor, daß sie über den Boden gleitend bewegt werden muß. Hierzu sind sehr große Kräfte aufzuwenden, denn zwischen den gleitenden Flächen der Maschine und der Unterlage entsteht ein Widerstand, der durch die Reibung verursacht wird, man nennt ihn den Reibungswiderstand. Die Reibung wird durch Unebenheiten, die sich auf der Gleitbahn und der Gleitfläche der Maschine befinden, hervorgerufen. Die Erhöhungen und Vertiefungen in den Gleitflächen greifen ineinander. Es bedarf daher einer besonderen Kraft, um die Maschine über die Unebenheiten zu ziehen (Abb. 76). Diese Kraft überwindet den Reibungswiderstand, der der Bewegung entgegenwirkt.

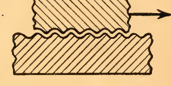


Abb. 76 Reibung ohne Schmiermittel

Reichen die zur Verfügung stehenden Arbeitskräfte nicht aus, um die Maschine fortzubewegen, so kann man durch Unterlegen von Gleitschienen eine Erleichterung herbeiführen. Dann rutscht Eisen auf Eisen. Man kann dabei feststellen, daß der Reibungswiderstand geringer geworden ist. Die Kraft, die man zur Überwindung des Reibungswiderstandes aufwenden muß, ist also verschieden groß, je nachdem, welche Werkstoffe aufeinandergleiten.

Auch durch andere Mittel läßt sich erreichen, daß die Maschine leichter an ihren Platz geschafft werden kann. Trägt man z. B. auf die Gleitschienen Fett, Öl, Graphit, Seife oder Wasser auf, so sind fühlbare Erleichterungen bei der Bewegungsarbeit festzustellen. Diese Tatsache erklärt sich leicht dadurch, daß durch die Schmiermittel die Vertiefungen in den Gleitflächen ausgefüllt werden. Die Unebenheiten können also durch das

dazwischenliegende Schmiermittel nicht mehr ineinandergreifen (Abb. 77). Der Reibungswiderstand ist also auch abhängig von der Beschaffenheit der Gleitflächen (ob trocken, feucht, geschmiert, rauh, glatt usw.).

Um die Bewegungsarbeit zu erleichtern, kann man auch einzelne Teile der Maschine abbauen. Dadurch wird das Gewicht verringert. Je mehr Gewicht abgenommen wird, um so leichter wird die Arbeit des Fortbewegens. Für die Hälfte des Gewichtes braucht man nur die halbe Kraft, für ein Drittel des Gewichts nur den dritten Teil der Kraft aufzuwenden usw. Der Reibungswiderstand wird also um so geringer, je kleiner das Gewicht der Maschine ist. Er ist damit abhängig von der Kraft, die senkrecht auf die Reibungsfläche wirkt.


Abb. 77 Reibung mit Schmiermittel

Aus dem Gesagten ergibt sich: Die Größe des Reibungswiderstandes ist abhängig vom Werkstoff der Reibungsflächen und deren Beschaffenheit sowie vom Gewicht des gleitenden Körpers.

Nicht abhängig ist dagegen die Reibung von der Größe der reibenden Flächen. So ist es z. B. ganz gleich, ob ein rechteckiger Stahlblock auf seiner Breitseite oder auf seiner Schmalseite fortgeschleift wird. Die Kraft, die zur Überwindung der Reibung aufgewendet werden muß, ist in beiden Fällen die gleiche. Die Zahl der einander berührenden Flächenteilchen mit ihren Unebenheiten ist wohl größer, wenn der Stahlblock auf seiner Breitseite liegt. Das Gewicht verteilt sich aber im selben Verhältnis auf eine größere Fläche. Allerdings muß vorausgesetzt werden, daß der Block nicht auf einer scharfen Kante gleitet. Denn diese dringt in die Gleitbahn ein und verursacht dadurch auch an den Seitenflächen Reibung. Daher ist es z. B. unzweckmäßig, auf weichen Wegen schmale Wagenräder zu gebrauchen.

Bei dem Transport der oben erwähnten Maschine zeigt sich ferner, daß es leichter ist, die schon in Bewegung befindliche Maschine weiterzuziehen, als die ruhende Maschine anzuziehen. Wir erkennen daraus, daß weniger Kraft zur Überwindung des Reibungswiderstandes erforderlich ist, um einen schon gleitenden Körper in seiner Bewegung zu erhalten, als einen ruhenden in Bewegung zu setzen.


Abb. 78 Rollende Reibung

Im vorstehenden ist nur von der gleitenden Reibung gesprochen worden. Man kann sich aber die Transportarbeit der Maschine noch weiter erleichtern, wenn man einige hölzerne Walzen oder eiserne Rohre unter die Maschine legt (Abb. 78).

Dadurch wird der Reibungswiderstand bedeutend kleiner. Die Reibung geht nicht mehr gleitend, sondern wälzend oder rollend vor sich.

Wir haben daher zwei Arten von Reibung zu unterscheiden: die gleitende und die rollende Reibung.

Im Maschinenbetrieb spielt die Reibung eine wichtige Rolle, weil sehr häufig Maschinenteile aufeinandergleiten oder wälzen. Es ist daher wichtig zu wissen, wie groß die Reibung ist, wenn verschiedene Werkstoffe sich gleitend oder rollend aufeinander bewegen. Deshalb werden durch Versuche die Reibungswiderstände für die verschiedenen Werkstoffe bestimmt.

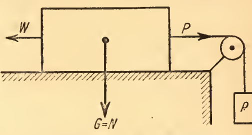


Abb. 79 Bestimmung der Reibungskraft

Wie in Abb. 79 schematisch dargelegt, legt man zu diesem Zwecke nacheinander verschiedene Werkstoffe vom Gewicht G auf eine waagerechte Unterlage und übt so lange einen immer größer werdenden Zug P aus, bis er anfängt zu gleiten. Dann vergleicht man den Zug P mit dem Gewicht G, indem man P durch G teilt. Die Zahl, die sich dadurch ergibt, nennt man die Reibungszahl und bezeichnet sie mit μ (mü), dem griechischen Buchstaben für m. Es ist also $\mu = \frac{P}{G}$.

Legt man z. B. auf eine Unterlage aus Flußstahl einen gußeisernen Block von $G = 5$ kg Gewicht, so muß man auf die Waagschale (Abb. 79) ein ziehendes Gewicht von $P = 0{,}9$ kg auflegen, damit der Block gleitet. Nimmt man dagegen einen 5 kg schweren Block aus Sandstein, so findet man, daß die zur Fortbewegung des Sandsteines erforderliche Kraft $P = 4{,}5$ kg beträgt. Demnach ist die Reibungszahl

$$\text{für Gußeisen auf Flußstahl: } \mu = \frac{P}{G} = \frac{0{,}9}{5} = 0{,}18$$

$$\text{für Sandstein auf Flußstahl: } \mu = \frac{P}{G} = \frac{4{,}5}{5} = 0{,}90$$

Die so ermittelte Reibungszahl ist die Reibungszahl der Ruhe, d. h. die Reibungszahl, die sich ergibt, wenn der Körper aus der Ruhelage bewegt wird. Wie oben ausgeführt, ist die Reibung bei einem schon in Bewegung befindlichen Körper geringer. Die Reibungszahl der Bewegung findet man, indem man G so groß wählt, daß der Körper nach einem kleinen Anstoß unter der Wirkung des Gewichtes G von selbst weitergleitet. In gleicher Weise kann man die Reibungszahlen für die übrigen Werkstoffe ermitteln. Diese sind erforderlich, wenn man die Kraft, die

zur Überwindung des Reibungswiderstandes aufzuwenden ist, errechnen will. Die Größe dieser Kraft erhält man durch Umformung der Gleichung $\mu = \frac{P}{G}$. Es wird dann: $P = \mu \cdot G$

Hierin ist P gleich dem Reibungswiderstand W in kg und G gleich dem Gewicht, das wir als Normaldruck mit N bezeichnen. Setzen wir für P den Reibungswiderstand W und für G die Bezeichnung N ein, so wird:

$$W = N \cdot \mu$$

Für die verschiedenen Werkstoffe sind die Reibungszahlen der Ruhe und der Bewegung in Tabellen zusammengestellt. Sie hängen vom Werkstoff der einander berührenden Flächen und deren Beschaffenheit (ob trocken, feucht, geschmiert, rauh, glatt usw.) ab.

Einige wichtige Reibungszahlen sind in nachstehender Tabelle angegeben:

Gleitende Reibung

Werkstoff	Zustand	μ	
		Ruhe	Bewegung
Stahl auf Bronze	trocken	0,11	0,105
Stahl auf Bronze	geschmiert	0,098	0,092
Stahl auf Stahl	trocken	0,18	0,17
Stahl auf Stahl	geschmiert	0,12	0,09
Leder auf Gußeisen	trocken	0,36	
Leder auf Holz	trocken	0,47	0,27
Stahl auf Sandstein	trocken	1,0	0,9

Aus der Zahlentafel ist ersichtlich:

1) Die Reibungszahl ist für die einzelnen Werkstoffe verschieden groß.
2) Sie ist geringer, wenn die Werkstoffe geschmiert sind, als wenn sie sich im trockenen Zustand befinden.
3) Sie ist kleiner, wenn die Körper bereits in Bewegung sind als bei der Bewegung aus der Ruhelage.

1. Beispiel: Eine Maschine von 800 kg Gewicht muß, nachdem sie an ihren Platz gestellt ist, zum Zwecke des Ausrichtens noch etwas verschoben werden. Kann für diese Arbeit ein Flaschenzug mit 500 kg Höchstbelastung verwendet werden? (Reibungszahl $\mu = 0{,}9$.)

Rechnungsgang: Da der Flaschenzug 500 kg Höchstbelastung verträgt, muß nachgerechnet werden, ob der Reibungswiderstand unter 500 kg bleibt. Die Größe des Reibungswiderstandes wird nach der Gleichung $W = \mu \cdot N$ berechnet. Hierin ist für μ der Wert 0,9 und für N der Wert 800 kg einzusetzen.
Lösung: Reibungswiderstand $W = \mu \cdot N = 0{,}9 \cdot 800 = 720$ kg. Der Flaschenzug darf nicht benutzt werden, da er nur mit 500 kg belastet werden darf.

2. Beispiel: Ein $1\frac{1}{2}$-t-Lastwagen mit 2100 kg Eigengewicht fährt vollbeladen auf einer waagerechten Steinpflasterstraße mit 30 km/h Geschwindig-

keit. Wieviel PS sind zur Erhaltung der Geschwindigkeit erforderlich? (Der Luftwiderstand soll nicht berücksichtigt werden.) $\mu = 0{,}02$.

Rechnungsgang: Zur Erhaltung der Geschwindigkeit von 30 km/h $= \frac{30 \cdot 1000}{3600}$ m/s muß eine Kraft aufgewendet werden, die den Reibungswiderstand überwindet, ihm also gleich groß ist. Den Reibungswiderstand W können wir errechnen, da $N = G$ und μ bekannt sind. G ist gleich der Summe von Eigengewicht und Nutzlast.

Nun ist bekanntlich die Leistung $N = \frac{P \cdot s}{75 \cdot t}$ [PS]. Für $\frac{s}{t}$ kann man die Geschwindigkeit v einsetzen, die bekannt ist. Für P hat man den Reibungswiderstand W einzusetzen, so daß die Leistung $N = \frac{Wv}{75}$ ist.

Lösung: Es ist

Gewicht	$G = 1500 + 2100 = 3600$ kg
Reibungswiderstand	$W = \mu \cdot G = 0{,}02 \cdot 3600 = 72$ kg
Leistung	$N = \frac{W \cdot v}{75} = \frac{72 \cdot 30 \cdot 1000}{75 \cdot 3600} = 8$ PS

Zur Erhaltung einer Fahrgeschwindigkeit von 30 km/h ist eine **Leistung von 8 PS** erforderlich.

Übungsaufgaben

17) Ein Dampfschieber wird durch den Dampfdruck und durch sein Eigengewicht mit 2000 kg gegen den Schieberspiegel gedrückt. Der Schieberhub beträgt 120 mm und die Drehzahl der Maschine 150 U/min. Reibungszahl $\mu = 0{,}09$.
   a) Wie groß ist der Reibungswiderstand zwischen Schieber und Spiegel?
   b) Wie groß ist die Verlustleistung für die Bewegung des Schiebers?
18) Der Gleitbahndruck des Kreuzkopfes einer stehenden Dampfmaschine beträgt 480 kg, der Kolbenhub 600 mm und die Drehzahl der Maschine 120 U/min. Wie groß ist der Reibungsverlust am Kreuzkopf in PS? ($\mu = 0{,}09$.)

Von der Zapfenreibung

Ein auf einer ebenen Strecke fahrender Eisenbahnzug müßte infolge des Beharrungsvermögens mit gleichbleibender Geschwindigkeit weiterrollen. Dies wäre der Fall, wenn der Zug sich in einem luftleeren Raum und ohne jegliche Widerstände dahinbewegen würde. Praktisch haben wir aber mit vielen Gegenkräften zu rechnen, so dem Luftwiderstand, der Reibung der Räder auf den Schienen und an den Lagerzapfen. Diese Widerstandskräfte müssen von der Lokomotive überwunden werden.

Die Reibungswiderstände können nach der uns bekannten Formel $R = \mu \cdot Q$ berechnet werden. Die Reibungszahl für Eisenräder auf Schienen ist $\mu = 0{,}002$ bis $0{,}008$. Hierin ist die Reibung sowohl auf den Schienen wie an den Lagerzapfen berücksichtigt.

Diese Reibungswiderstände in den Lagern, die auch bei jeder feststehenden Maschine auftreten, hemmen die Drehbewegung des Lagerzapfens. Aus diesem Grunde nennt man die in den Lagern auftretende Reibung die Zapfenreibung. Man versteht hierunter den Gesamtwider-

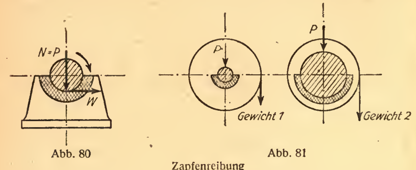


Abb. 80

Abb. 81

Zapfenreibung

stand, den die Reibung der Drehbewegung eines Zapfens in seinem Lager entgegensetzt. An Hand einer einfachen Skizze (Abb. 80) wollen wir die Vorgänge erläutern.

Wie bei der gleitenden Reibung ist auch hier der Widerstand um so größer, je größer die Normalkraft N und die Reibungszahl μ sind. Der Reibungswiderstand W greift am Umfang des Zapfens an. Je größer der Halbmesser ist, desto größer ist die Wirkung einer Kraft am Umfang. Aus diesem Grunde verlängern wir ja z. B. auch den Dreharm eines Schraubenschlüssels mit einem Rohrstück, wenn eine Schraubenmutter sehr fest angezogen werden soll. Ebenso ist auch die Wirkung des Reibungswiderstandes am Zapfen um so größer, je größer der Halbmesser ist. In Abb. 81 sehen wir zwei in Lagern laufende Zapfen mit verschieden großen Halbmessern skizziert.

Auf den Achsen beider Zapfen sollen Radscheiben von gleichen Durchmessern aufgekeilt sein. Die Gewichte, mit denen die Lager belastet werden, sind ebenfalls bei beiden Zapfen gleich groß. Die Zapfenkräfte bezeichnen wir mit P. Nun sollen die Zapfen dadurch gedreht werden, daß am Umfang der Scheiben je ein Gewicht wirkt. Wir überlegen nun, an welcher Scheibe das größere Gewicht sein muß, damit die Zapfen in Drehbewegung geraten. Schon rein gefühlsmäßig erkennen wir, und wir finden durch Versuch bestätigt, daß die Scheibe am Zapfen mit dem kleineren Halbmesser ein geringeres Gewicht benötigt als die Scheibe am Zapfen mit dem größeren Durchmesser. In Abb. 81 kann also das Gewicht *1* kleiner sein als das Gewicht *2*. Daraus läßt sich die Schlußfolgerung ziehen, daß man die Reibung in den Lagern dadurch verringern kann, daß man die Zapfenhalbmesser möglichst klein macht. Anderseits aber darf man die Zapfendurchmesser nicht beliebig klein machen; denn

die Größe der Zapfendurchmesser wird nicht durch die Reibung bestimmt, sondern sie hängt in erster Linie von den Festigkeitseigenschaften des Zapfenwerkstoffes ab. Um die Wirkung des Reibungswiderstandes bei der Zapfenreibung klarzulegen, wird der Reibungswiderstand W mit dem Halbmesser des Zapfens malgenommen. Das Produkt nennt man Reibungsmoment, man bezeichnet es mit M_R. Es ist also:

$$M_R = W \cdot r$$

Da aber $W = \mu \cdot P$ ist, ergibt sich:

$$\boxed{M_R = \mu \cdot P \cdot r \text{ [kgm]}}$$

d. h. Reibungsmoment ist gleich Reibungszahl mal Zapfenkraft mal Zapfenhalbmesser.

Da die Zapfenkraft in kg und der Halbmesser in m eingesetzt wird, wird das Reibungsmoment M_R in kgm angegeben.

Man kann somit das Reibungsmoment ausrechnen, wenn man weiß, mit wieviel kg ein Zapfen belastet ist, wie groß der Halbmesser des Zapfens ist und welchen Wert die Reibungszahl hat. Die Belastung des Zapfens kann man bestimmen. Sind z. B. an einem Wagen 2 Achsen, so hat er vier Lagerzapfen. Jeder Zapfen ist also bei gleichmäßiger Beladung mit ein Viertel des Gesamtgewichtes belastet. Den Zapfendurchmesser kann man messen und so seinen Halbmesser bestimmen. Die Reibungszahl entnimmt man einer Tabelle. Nachstehend ist ein Auszug aus einer solchen Tabelle wiedergegeben.

Werkstoff	Zustand	μ
Stahl in Weißmetall	Gut geschmiert	0,02—0,06
Stahl in Weißmetall	Schlecht geschmiert	0,08—0,1
Stahl in Weißmetall	Trocken geschmiert	0,2—0,3
Ringschmierlager	Gut eingelaufen	0,01
Kugel- und Rollenlager	Gut geschmiert	0,001—0,003

Aus dieser Zahlentafel ersieht man, daß nicht nur die Werkstoffe, die aufeinander reiben, sondern auch die Schmierungsart für die Größe der Reibungskraft maßgebend sind. Gleichzeitig ersieht man, wie günstig sich die Kugel- und Rollenlagerung auf die Reibung auswirkt.

Beispiel: In einem Weißmetallager läuft ein Tragzapfen aus Flußstahl St 50.11. Dieser hat eine Kraft von 4000 kg zu übertragen. Der Zapfendurchmesser beträgt 300 mm. Wie groß ist das Reibungsmoment bei einem gut geschmierten und bei einem trockenen Lager?

Rechnungsgang: Das Reibungsmoment wird nach der Gleichung $M_R = \mu \cdot P \cdot r$ errechnet. Für Stahl in Weißmetall gibt die Tabelle als Reibungszahl für gut geschmierte Lager $\mu = 0{,}02$—$0{,}06$ und für trockene Lager $\mu = 0{,}2$—$0{,}3$ an. Wir nehmen für unsere Rechnung die Mittelwerte, also $\mu = 0{,}04$ für gut geschmierte Lager und $\mu = 0{,}25$ für trockene Lager. Die Zapfenkraft P beträgt

nach der Aufgabe 4000 kg. Für r muß der halbe Durchmesser in m, also $\frac{0,3}{2}$, eingesetzt werden.

Lösung:

a) Für gut geschmierte Lager:

$$M_R = \mu \cdot P \cdot r = 0,04 \cdot 4000 \cdot 0,15 = 24 \text{ kgm}$$

b) Für trockenes Lager:

$$M_R = \mu \cdot P \cdot r = 0,25 \cdot 4000 \cdot 0,15 = 150 \text{ kgm}$$

Für das gut geschmierte Lager beträgt das Reibungsmoment **24 kgm**, für das trockene Lager **150 kgm**.

Die Bedeutung des Ergebnisses läßt sich aus Abb. 82 erkennen. Auf dem Zapfen lastet das Gewicht P. Wenn die Auflagerflächen auch noch so fein geschliffen sind, so haben Zapfen wie Lager viele Unebenheiten die ineinandergreifen. Bei sehr starker Vergrößerung sind diese Unebenheiten auch wahrnehmbar. Wenn die Erhöhungen auf der Tragfläche des Zapfens über die Unebenheiten des Lagers hinwegkommen sollen, so müßten bei dem trockenen Lager an einem Hebelarm von 1 m Länge 150 kg hängen. Erst dann würde sich der Zapfen drehen. Bei guter Schmierung dagegen genügen schon 24 kg, um die Drehbewegung hervorzurufen. Das Schmieröl füllt die Unebenheiten aus, so daß Stahl nicht mehr unmittelbar auf Weißmetall gleitet. Aus diesem Beispiel läßt sich erkennen, wie wichtig eine gut geführte Schmierung in bezug auf Kraftersparnis ist. Dabei erreicht man gleichzeitig kleinen Verschleiß und eine geringere Gefahr des Warmlaufens.

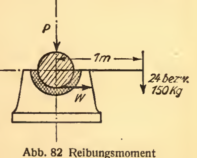


Abb. 82 Reibungsmoment

Wir berechnen nun noch das Reibungsmoment für den Fall, daß der Zapfen statt in einem Gleitlager in einem Kugellager läuft.

Lösung: Für das Kugellager ist ebenfalls

$$M_R = \mu \cdot P \cdot r \text{ (kgm)}$$

μ ist für gut geschmierte Kugellager nach Tabelle gleich 0,002 (Mittelwert).

$$M_R = 0,002 \cdot 4000 \cdot 0,15 = \mathbf{1,2 \text{ kgm}}$$

Die am Hebelarm von 1 m Länge angreifende Kraft braucht hier also nur 1,2 kg zu betragen, um den Zapfen zu drehen. Wir erkennen daraus, daß der Reibungswiderstand des Kugellagers nur den 20. Teil des bei einem gut geschmierten Gleitlager auftretenden Reibungswiderstandes beträgt.

In Abb. 83 ist ein Kugellager mit der Achse x schematisch dargestellt. Zwischen dem äußeren Ring a und dem inneren Ring i befinden sich Kugeln oder auch Rollen.

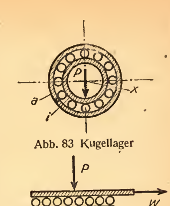


Abb. 83 Kugellager

Abb. 84 Reibungskraft beim Kugellager

Der innere Ring trägt den mit dem Gewicht P belasteten Zapfen. Denken wir uns nun die beiden Ringe aufgeschnitten und dann geradegebogen, wie in Abb. 84 dargestellt, dann haben wir zwei gerade Flächen, zwischen denen die Kugeln oder Rollen liegen. Wird nun der geradegebogene Ring, der mit P kg belastet wird, nach rechts geschoben, so gleitet er nicht auf dem unteren Ring, sondern er rollt auf den Kugeln oder Rollen ab. Statt der gleitenden Reibung haben wir also die rollende, die auch vorhanden ist, wenn beide Ringe nicht geradegebogen, sondern ringförmig ausgebildet sind. Der Reibungswiderstand im Kugel- oder Rollenlager beträgt, wie aus der Tabelle für die Reibungszahlen auf Seite 107 zu ersehen ist, nur einen Bruchteil des Widerstandes, den die Reibung der Drehbewegung des Gleitlagers entgegensetzt.

Um die Reibungsarbeit und den Leistungsverlust bei der Zapfenreibung zu bestimmen, stellt man folgende Überlegung an:

Arbeit = Kraft mal Weg.

Die Kraft ist hier der Reibungswiderstand W, der Weg bei einer Umdrehung ist gleich dem Umfang des Zapfens $= 2 \cdot r \cdot \pi$. Demzufolge ist die Reibungsarbeit bei einer Umdrehung gleich $W \cdot 2 \cdot r \cdot \pi = P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \pi$ in kgm. In einer Minute beträgt sie daher bei n U/min $n$mal soviel, also

$$P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n.$$

Auf eine Sekunde umgerechnet, ergibt sich daher der Leistungsverlust:

$$\boxed{N_v = \frac{P \cdot \mu \cdot 2 r \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ [PS]}}$$

Nun kann man in der obigen Gleichung setzen für:

$$P \cdot \mu \cdot r = \text{Reibungsmoment } M_R \text{ am Zapfenumfang}$$

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \text{Winkelgeschwindigkeit } \omega$$

Mithin wird der Leistungsverlust:

$$N_v = \frac{\text{Reibungsmoment} \cdot \text{Winkelgeschwindigkeit}}{75}$$

$$\boxed{N_v = \frac{M_R \cdot \omega}{75} \text{ [PS]}}$$

Beispiel: Ein Tragzapfen von 300 mm Durchmesser erhält eine Zapfenkraft $P = 4000$ kg. Seine Drehzahl beträgt 200 U/min. Wie groß ist der Leistungsverlust im Lager, wenn die Reibungszahl $\mu = 0{,}04$ beträgt?

Rechnungsgang: Bekannt sind Zapfenkraft, Reibungszahl, Drehzahl und Zapfendurchmesser. Aus dem Letzteren ergibt sich der Zapfenhalbmesser; dieser ist in m einzusetzen. Die Zahlenwerte werden in der obigen Gleichung eingesetzt.

Lösung: Zapfenkraft $P = 4000$ kg

Reibungszahl $\mu = 0{,}04$

Zapfendurchmesser $d = 300$ mm $= 0{,}3$ m

Zapfenhalbmesser $r = 0{,}15$ m

Drehzahl $n = 200$ U/min

$$\text{Leistungsverlust } N_v = \frac{P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75}$$

$$= \frac{4000 \cdot 0{,}04 \cdot 2 \cdot 0{,}15 \cdot 3{,}14 \cdot 200}{60 \cdot 75}$$

$$N_v \approx 6{,}7 \text{ PS}$$

Der Leistungsverlust im Lager beträgt **6,7 PS.**

Aus dem Gesagten ergibt sich zusammengefaßt folgendes: Auch bei der Zapfenreibung unterscheidet man die gleitende und die rollende Reibung. Die rollende Reibung bietet viele Vorteile gegenüber der gleitenden. Darum wendet man vielfach Kugel- oder Rollenlager an. Der Reibungswiderstand ist um so größer, je größer das Gewicht des Körpers ist, der sich bewegt. Außerdem hängt der Reibungswiderstand von dem Werkstoff und dem Zustand der Gleitflächen ab. Im allgemeinen können wir an den gegebenen Bauteilen wenig ändern. Worauf wir aber Einfluß haben, ist das Schmiermittel. Gute Schmiermittel machen sich immer bezahlt. Auch ist darauf zu achten, daß keine Fremdkörper in die Schmiermittel kommen, und daß die Schmiervorrichtungen in Ordnung sind. Die Lager sind öfters darauf nachzuprüfen, ob sie nicht warmgelaufen sind, und ob immer genügend Schmiermaterial vorhanden ist.

Übungsaufgaben

19) Ein Tragzapfen von 200 mm Durchmesser ist mit 5000 kg belastet und dreht sich im Lager mit einer Umfangsgeschwindigkeit $v = 2{,}5$ m/s. Reibungszahl $\mu = 0{,}04$. Zu berechnen sind:
    a) der Reibungswiderstand am Zapfenumfang,
    b) das der Drehung entgegenwirkende Reibungsmoment,
    c) die zur Überwindung der Zapfenleistung aufzuwendende Leistung.
20) Die Leistung einer Dampfturbine mit 1500 U/min beträgt 6000 PS. Die Turbinenwelle ist durch das Gewicht der Laufräder mit 4700 kg belastet. Die Tragzapfen haben einen Durchmesser von 180 mm. Der durch die Lagerreibung entstehende Leistungsverlust beträgt 0,4% der Turbinenleistung. Zu berechnen sind:
    a) die Verlustleistung in PS,
    b) der gesamte Reibungswiderstand am Umfang der Zapfen,
    c) die Zapfenreibungszahl.

Von den Zustandsgrößen der Gase

Betrachten wir die in einem durch Kolben abgedichteten Zylinder eingeschlossene Gasmenge, z. B. 1 kg, so hat diese einen bestimmten Druck, eine bestimmte Temperatur und einen bestimmten Rauminhalt (Abb. 85).

Durch diese 3 Größen ist der Zustand der eingeschlossenen Gasmenge eindeutig bestimmt. Diese kennzeichnenden Werte, Druck, Temperatur und Rauminhalt, heißen die Zustandsgrößen. Während Druck und Temperatur mit den üblichen Meßinstrumenten der Betriebspraxis (Manometer und Thermometer) schnell zu bestimmen sind, ist das beim Rauminhalt nicht ohne weiteres möglich. Um sich aber bei wärmetechnischen Untersuchungen ein anschauliches Bild von dem Rauminhalt machen zu können, denkt man sich Änderungen des Zustandes des Gases in einem Zylinder von 1 m² Querschnitt durchgeführt (Abb. 85). Damit ist der Rauminhalt des Gases bei einer Entfernung des Kolbens von h [m] vom Zylinderdeckel $V = F \cdot h = 1 \cdot h = h$ [m³] gegeben.

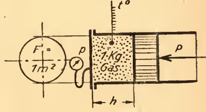


Abb. 85 Zustandsgrößen eines Gases

1) Druck des Gases: Gase üben infolge ihrer Ausdehnung einen Druck auf die einschließenden Wände aus, der sich gleichmäßig auf diese verteilt. Hierbei versteht man unter Druck den Druck auf die Flächeneinheit, und zwar auf 1 cm² oder auf 1 m² der Fläche. Der in kg auf 1 cm² entfallende Druck des Gases wird mit p (kg/cm²) und der auf 1 m² ausgeübte Druck mit P (kg/m²) bezeichnet. Wird der Kolben in Abb. 85 mit $P = 15000$ kg/m² belastet, so tritt Gleichgewicht ein, wenn auch der Gasdruck, diesem äußeren Druck entsprechend, einen Druck von $P = 15000$ kg/m² angenommen hat. Dieser Druck verteilt sich gleichmäßig auf die gesamte Kolbenfläche, so daß auf jedes cm² ein Gasdruck von $p = \frac{P}{10000} = \frac{15000}{10000} = 1{,}5$ kg/cm² entfällt (1 m² = 10000 cm²). Es besteht daher zwischen P und p die Beziehung:

$$\boldsymbol{P = 10000 \cdot p \text{ [kg/m}^2\text{]}}$$

$$\boldsymbol{p = \frac{P}{10000} \text{ [kg/cm}^2\text{]}}$$

Drucke werden, wie früher schon ausgeführt, auch in mm QS, m WS und mm WS gemessen.

Merke: Es ist

$$1 \text{ kg/cm}^2 = 10000 \text{ kg/m}^2 = 10000 \text{ mm } WS = 10 \text{ m } WS = 735{,}5 \text{ mm } QS.$$

2) Temperatur des Gases: Wir unterscheiden die vom Gefrierpunkt des Wassers aus in Celsiusgraden gemessene Temperatur, die mit t bezeichnet wird, und die auf den absoluten Nullpunkt bezogene Temperatur T. Da der absolute Nullpunkt der Temperatur bei $-273°$ liegt, ist:

$$T = t + 273° \text{ abs.}$$

3) Rauminhalt des Gases: Der Rauminhalt eines Gases wird in der Technik in m^3 gemessen, während das Gewicht in kg bestimmt wird. Der Rauminhalt einer beliebigen Gasmenge von G kg wird mit V und der von 1 kg Gas wird mit v bezeichnet. Dieser Rauminhalt von 1 kg Gas wird der spezifische Rauminhalt genannt. Wenn also G kg Gas den Rauminhalt V m^3 haben, so ist der Rauminhalt von 1 kg gleich dem G-ten Teil von V, also ist:

$$v = \frac{V}{G} \text{ [m}^3\text{ kg]}$$

Das Gewicht von 1 m^3 Gas in kg ist die Wichte des Gases, sie wird wie bei festen und flüssigen Körpern mit γ bezeichnet. Die Maßeinheit ist hier jedoch **kg/m³**.

Wenn also V m^3 Gas G kg wiegen, so wiegt 1 m^3 den V-ten Teil davon, also ist:

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Beispiel: Sind 0,338 kg Gas in einem Gefäß von 0,3 m^3 Rauminhalt eingeschlossen, so ist der spezifische Rauminhalt des Gases

$$v = \frac{V}{G} = \frac{0{,}3}{0{,}338} = 0{,}888 \text{ m}^3\text{/kg}$$

und die Wichte des Gases

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{0{,}338}{0{,}3} = 1{,}127 \text{ kg/m}^3.$$

Wichte und spezifischer Rauminhalt eines Gases sind abhängig von dem Druck, unter dem das Gas steht, und von seiner Temperatur. Je höher der Druck ist, desto dichter sind die Gasteilchen einer bestimmten Gewichtsmenge zusammengepreßt, desto kleiner ist also der spezifische Rauminhalt des Gases. Wir wissen ferner, daß nach dem Gay-Lussacschen Gesetz eine bestimmte Gasmenge sich durch Erwärmung, also Temperaturerhöhung ausdehnt, wenn der Druck gleichbleibt. Wir erkennen daraus, daß der spezifische Rauminhalt neben dem Druck auch abhängig ist von der Temperatur. Um also die spezifischen Rauminhalte von verschiedenen Gasen miteinander vergleichen zu können, muß man sie auf gleichen Druck und auf gleiche Temperatur beziehen. Das gleiche gilt auch für die Wichte eines Gases. Ist eine Gasmenge auf einen kleinen Raum zu-

sammengepreßt, ist also der Druck hoch, so ist die Wichte auch groß, da ja die Wichte $\gamma = \frac{G}{V}$ ist. Je kleiner der Nenner V in dem Bruch ist, desto größer ist auch sein Wert. Dehnt sich in dem in Abb. 85 dargestellten Zylinder die Gasmenge durch Erwärmung aus, so wird bei gleichbleibender Belastung der Rauminhalt größer, die Wichte also kleiner. Die in den technischen Handbüchern angegebenen Werte für v und γ beziehen sich entweder auf 0° und 760 mm *QS* (geschrieben 0/760) oder auf 15° und 735,5 mm *QS* (geschrieben 15/735,5).

In der nachfolgenden Zahlentafel sind für einige in der Technik wichtige Gase die Werte für v und γ zusammengestellt.

Zahlentafel

Gasart	Gewicht von 1 m³ Gas (Wichte) 0/760 γ in kg/m³	Rauminhalt von 1 kg Gas (spezifischer Rauminhalt) 0/760 v in m³/kg
Luft	1,293	0,773
Sauerstoff	1,429	0,700
Stickstoff	1,251	0,800
Wasserstoff	0,0898	11,136
Kohlensäure	1,977	0,506
Ammoniak	0,771	1,297

Wir haben oben gesehen, daß

$$v = \frac{V}{G} \text{ und } \gamma = \frac{G}{V} \text{ ist.}$$

Durch Malnehmen der beiden Gleichungen miteinander erhalten wir:

$$v \cdot \gamma = \frac{V}{G} \cdot \frac{G}{V} = \frac{V \cdot G}{G \cdot V} = 1$$

Daraus ergibt sich:

$$v = \frac{1}{\gamma} \text{ und}$$

$$\gamma = \frac{1}{v}$$

Prüfen wir daraufhin die Werte der Tabelle nach, so finden wir, daß z. B. für Luft bei 0/760

$$\gamma = 1{,}293 = \frac{1}{0{,}773} = \frac{1}{v} \text{ ist.}$$

Ist also die Wichte eines Gases bekannt, so kann man daraus den spezifischen Rauminhalt des Gases bei derselben Temperatur und demselben Druck berechnen.

Beispiel: Kohlensäure hat nach der obigen Zahlentafel eine Wichte von 1,977 kg/m³ und einen spezifischen Rauminhalt von 0,506 m³/kg. Welchen Raum nehmen 20 kg Kohlensäure bei 0/760 ein?

Lösung: Es ist $v = \frac{V}{G}$; daraus folgt

$$V = G \cdot v = 20 \cdot 0{,}506 = \underline{\underline{10{,}12 \text{ m}^3.}}$$

Der gleiche Wert ergibt sich aus der Beziehung $\gamma = \frac{G}{V}$; hiernach ist

$$V = \frac{G}{\gamma} = \frac{20}{1{,}977} = \underline{\underline{10{,}12 \text{ m}^3.}}$$

Das Gesetz von Boyle-Mariotte

Wir denken uns, wie in Abb. 86 dargestellt, 1 kg Gas von der absoluten Temperatur $T_1°$ abs. in einem Zylinder von 1 m² Querschnitt unter der

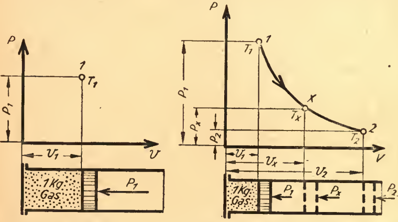


Abb. 86 Darstellung des Zustands eines Gases

Abb. 87 Zustandsänderung durch Verkleinerung der Belastung

äußeren Kolbenbelastung von P_1 kg/m² eingeschlossen. Der Abstand des Kolbens vom Zylinderdeckel stellt den spezifischen Rauminhalt des Gases von v_1 [m³/kg] dar. Der Zustand des Gases wird durch den Punkt *1* gekennzeichnet. Wir erkennen, daß der Druck $= P_1$, der spezifische Rauminhalt $= v_1$ und die Temperatur $= T_1$ ist. Wird nun der Zustand des Gases z. B. durch Abnahme der Kolbenbelastung von P_1 auf P_2 geändert (Abb. 87), so ändern sich auch die beiden anderen Zustandsgrößen v und T. Die Temperatur sinkt, und der spezifische Rauminhalt wächst. Der neue Zustand ist durch Punkt *2* mit den Zustandsgrößen P_2, v_2, T_2

und der Verlauf der Zustandsänderung durch die Zustandslinie $1-x-2$ gekennzeichnet. Der Zustand x ist ein Zwischenzustand zwischen 1 und 2 mit den Zustandsgrößen P_x, v_x und T_x. Bei dieser Ausdehnung oder Expansion ist allgemein $T_1 > T_x$ und $T_x > T_2$.

Die umgekehrte Zustandsänderung, die Verdichtung oder Kompression eines Gases ist in Abb. 88 dargestellt. Bei der Temperatur T_1 nimmt 1 kg Gas unter der Kolbenbelastung P_1 den spezifischen Rauminhalt v_1 [m³/kg] ein. Wird die Kolbenbelastung von P_1 auf P_2 gesteigert, so verkleinert sich bei steigendem Druck und steigender Temperatur der spezifische Rauminhalt. Der neue Zustand mit den Zustandsgrößen P_2 v_2 und T_2 ist durch den Punkt 2 und der Verlauf der Zustandsänderung durch die Zustandslinie 1 bis 2 gekennzeichnet. Bei diesem Vorgang ist allgemein $T_2 > T_1$. Die Zunahme der Temperatur kann hierbei, je nach der Drucksteigerung, recht bedeutend sein. Bei Dieselmaschinen z. B. wird die Temperatur der verdichteten Luft so hoch, daß die Entzündung des eingespritzten Brennstoffes allein durch die infolge der Verdichtung hervorgerufene Temperatursteigerung eintritt.

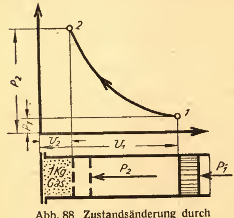


Abb. 88 Zustandsänderung durch Vergrößerung der Belastung

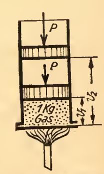


Abb. 89 Zustandsänderung durch Wärmezufuhr bei gleichbleibendem Druck

Nicht immer aber findet bei Zustandsänderungen von Gasen eine Änderung aller drei Zustandsgrößen statt. So haben wir beim Gay-Lussacschen Gesetz bereits eine Zustandsänderung kennengelernt, bei der der Druck gleichbleibt (Abb. 89). Durch Wärmezufuhr dehnt sich hier unter dem mit P_1 belasteten Kolben das Gas unter Temperatursteigerung vom Rauminhalt v_1 auf den Rauminhalt v_2 aus. Es wird dabei für 1 kg Gas $\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$ und für eine beliebige Gasmenge von G kg: $\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$ (siehe 1. Teil, S. 150).

Bei der Ausdehnung eines Gases können wir durch Wärmezufuhr (Heizung) erreichen, daß die Temperatur nicht sinkt. Dann haben wir eine Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur vor uns. Auch bei der Verdichtung kann die Temperatur auf derselben Höhe gehalten werden, wenn man die Wärme, die bei der Verdichtung entsteht, durch Kühlung abführt. Bei dieser Zustandsänderung unter gleichbleibender Temperatur verändern sich die beiden anderen Zustandsgrößen P und v nach einem ganz bestimmten, durch Versuch festgestellten Gesetz, und zwar so, daß in jedem Augenblick ihr Produkt $P \cdot v$ die gleiche Größe hat. Es ist daher für 1 kg Gas bei dem Zustand *1* und *2*:

$$\boxed{P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2}$$

oder, in Form einer Proportion geschrieben:

$$\boxed{\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}}$$

Handelt es sich um eine beliebige Gasmenge von G kg Gewicht, so ergibt sich durch Malnehmen beider Seiten der ersten Gleichung mit G:

$$P_1 \cdot G \cdot v_1 = P_2 \cdot G \cdot v_2$$

Nun ist allgemein $v = \frac{V}{G}$, somit $G \cdot v = V$. Daher kann man für $G \cdot v_1$ den Wert V_1 und für $G \cdot v_2$ den Wert V_2 einsetzen. Dann ist für G kg Gas:

$$\boxed{P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2}$$

oder

$$\boxed{\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}}$$

In Worten lautet dieses durch obige Formeln zum Ausdruck gebrachte Gesetz von Boyle-Mariotte:

Druck und Rauminhalt der Gase ändern sich durch Zustandsänderungen bei gleichbleibender Temperatur im umgekehrten Verhältnis.

Wird also der Druck 2-, 3- oder 4mal so groß, so sinkt der Rauminhalt auf die Hälfte bzw. den 3. oder 4. Teil des ursprünglichen Rauminhaltes. Zu beachten ist hierbei, daß es sich immer um den **absoluten** Druck handelt.

1. Beispiel: 2 kg Gas nehmen bei 27° und einem Druck von 3,6 ata einen Raum von 0,488 m^3 ein. Das Gas dehnt sich ohne Änderung der Temperatur bis auf 2,44 m^3 aus. Wie weit sinkt der Gasdruck bei dieser Zustandsänderung?

Rechnungsgang: Von dem ursprünglichen Zustand *1* des Gases sind bekannt $t_1 = 27°$, $p_1 = 3{,}6$ ata und $V_1 = 0{,}488\ m^3$. Von dem Zustand *2* kennen wir $t_2 = t_1 = 27°$ und $V_2 = 2{,}44\ m^3$. Da die Temperatur gleichbleibt, gilt das Gesetz von Boyle-Mariotte. Es handelt sich um $G = 2$ kg Gas. Folglich muß sein: $P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$.

Aus dieser Gleichung läßt sich P_2 bestimmen. Da $P = 10000 \cdot p$ ist, so hat man p_1 und p_2 mit 10000 malzunehmen, um P_1 und P_2 zu erhalten.

Lösung: Es ist $p_1 = 3{,}6$ ata; $P_1 = 10000 \cdot p_1$

$$V_1 = 0{,}488\ m^3;\ V_2 = 2{,}44\ m^3$$

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2;\ \text{daraus}$$

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{V_2} = \frac{10000 \cdot 3{,}6 \cdot 0{,}488}{2{,}44} = \frac{10000 \cdot 3{,}6}{5}$$

$$P_2 = 10000 \cdot 0{,}72$$

$$p_2 = 0{,}72 \text{ ata}$$

Der Gasdruck sinkt auf **0,72 ata.**

2. Beispiel: Der spezifische Rauminhalt der Luft bei 0° und 760 mm *QS* beträgt $0{,}773\ m^3/kg$ (vgl. Tabelle). Wie groß ist ihr spezifischer Rauminhalt bei einem Barometerstande von 600 mm *QS* und der gleichen Temperatur von 0°?

Rechnungsgang: Die Temperaturen für die beiden Zustände sind gleich. Daher gilt, da es sich bei dem spezifischen Rauminhalt immer um 1 kg Gas handelt, die Gleichung:

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2$$

In dieser Gleichung ist v_1 bekannt; P_1 und P_2 lassen sich aus den Barometerständen h_1 und h_2 berechnen. Es ist $p_1 = \frac{h_1}{735{,}5}$ und $p_2 = \frac{h_2}{735{,}5}$; ferner $P_1 = 10000 \cdot p_1 = \frac{10000}{735{,}5} h_1$ und $P_2 = 10000 \cdot p_2 = \frac{10000}{735{,}5} \cdot h_2$. Durch Auflösen der oben angezogenen Gleichung ergibt sich $v_2 = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2}$.

Lösung: $v_1 = 0{,}773\ m^3/kg$; $P_1 = \frac{10000}{735{,}5} \cdot h_1 = \frac{10000}{735{,}5} \cdot 760\ kg/m^2$

$$P_2 = \frac{10000}{735{,}5} \cdot h_2 = \frac{10000}{735{,}5} \cdot 600$$

$$v_2 = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2} = \frac{\frac{10000}{735{,}5} \cdot h_1 \cdot v_1}{\frac{10000}{735{,}5} \cdot h_2} = \frac{h_1 \cdot v_1}{h_2} = \frac{760 \cdot 0{,}773}{600}$$

$$v_2 \approx 0{,}979\ m^3/kg$$

Der spezifische Rauminhalt der Luft beträgt bei 600 mm *QS* und 0°

$$\mathbf{v_2 = 0{,}979\ m^3/kg.}$$

Aus dem Beispiel ist ersichtlich, daß man für $\frac{P_1}{P_2}$ auch $\frac{p_1}{p_2}$ oder $\frac{h_1}{h_2}$ einsetzen darf. Setzt man in die Gleichung $\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}$ für v_1 den Wert $\frac{1}{\gamma_1}$ und für v_2 den Wert $\frac{1}{\gamma_2}$ ein, so ergibt sich: $\frac{P_1}{P_2} = \frac{\frac{1}{\gamma_2}}{\frac{1}{\gamma_1}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$

$$\boxed{\frac{P_1}{P_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}}$$

In Worten ausgedrückt: Die Wichten eines Gases verhalten sich bei Zustandsänderungen unter gleichbleibender Temperatur wie die Gasdrucke.

3. Beipiel: Die Wichte der Luft beträgt bei 0° und 760 mm *QS* $\gamma = 1{,}293$ kg/m³. Wie groß ist die Wichte bei 0° und 610 mm *QS*?

Rechnungsgang: Die gegebenen Größen des Zustandes *1* sind: $t_1 = 0°$; $h_1 = 760$ mm *QS* und $\gamma_1 = 1{,}293$ kg/m³. Vom Zustand *2* sind bekannt: $h_2 = 610$ mm *QS* und $t_2 = 0$. Da $t_1 = t_2$ ist, gilt die Formel $\frac{P_1}{P_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$; für $\frac{P_1}{P_2}$ kann man, wie oben ausgeführt, auch $\frac{h_1}{h_2}$ schreiben. Es ist also $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$. Daraus läßt sich γ_2 berechnen.

Lösung: Es ist $\gamma_1 = 1{,}293$ kg/m³

$$h_1 = 760 \text{ mm } QS;\quad h_2 = 610 \text{ mm } QS$$

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$$

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_1 \cdot h_2}{h_1} = \frac{1{,}293 \cdot 610}{760} = 1{,}038 \text{ kg/m}^3$$

Die Wichte der Luft beträgt bei 0° und 610 mm *QS* $\underline{\underline{\gamma = 1{,}038 \text{ kg/m}^3}}$.

Aus dem letzten Beispiel erkennen wir, daß die Wichte der Luft um so kleiner wird, je geringer der Luftdruck ist. Wird also von einem Motor das Gas-Luft-Gemisch bei geringerem Luftdruck angesaugt, z. B. im Gebirge oder bei Flugzeugen in großer Höhe, so wird eine kleinere Gewichtsmenge in den Zylinder gesaugt. Die Leistung wird dadurch kleiner.

Übungsaufgaben

21) Ein Luftverdichter saugt Luft von 0,1 atu und 17° an und verdichtet sie auf 9 atü. Das Ansaugvolumen beträgt 11 m³. Wie groß ist der Rauminhalt der Luft nach der Verdichtung bei gleicher Temperatur, wenn der Barometerstand 710 mm *QS* beträgt?

22) In einem Zylinder befinden sich 0,4 m³ Luft von 2 atü und 25°. Der Barometerstand beträgt 810 mm *QS*. Welchen Druck muß das Manometer anzeigen, wenn der Rauminhalt der Luft bei gleichbleibender Temperatur auf 0,25 m³ verringert werden soll?

Allgemeine Zustandsgleichung der Gase

Unter den Zustandsänderungen der Gase haben wir bisher die Zustandsänderungen bei gleichbleibendem Druck und bei gleichbleibender Temperatur kennengelernt. Bei der Zustandsänderung unter gleichbleibendem Druck ist nach dem Gesetz von Gay-Lussac

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

d. h.: die Rauminhalte verhalten sich bei den beiden Zuständen *1* und *2* wie die absoluten Temperaturen. Die Zustandslinie *1 — 2* ist in diesem Falle eine waagerechte Gerade (Abb. 90 und 91).

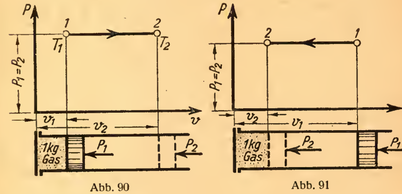


Abb. 90 Abb. 91

Zustandsänderungen bei gleichem Druck

Bei der Zustandsänderung unter gleichbleibender Temperatur verhalten sich für die Zustände *1* und *2* die Rauminhalte umgekehrt wie die absoluten Drücke. Es ist nach dem Boyle-Mariotteschen Gesetz:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

Diese Zustandsänderung ist in Abb. 92 und 93 in einem Schaubild dargestellt.

Im folgenden soll dargestellt werden, nach welchem Gesetz eine allgemeine Zustandsänderung eines Gases vor sich geht, wenn sich alle drei Zustandsgrößen P, v und T gleichzeitig ändern. Die Zustandslinie *1 — 2* in der Abb. 94 möge den Verlauf einer solchen allgemeinen Zustandsänderung von 1 kg Gas aus dem Zustand *1* (P_1, v_1, T_1) in den Zustand *2* (P_2, v_2, T_2) kennzeichnen. Mit Hilfe der Gesetze von Boyle-Mariotte und Gay-Lussac ist es leicht möglich, den Zustand *2* des Gases zu berechnen. Wir denken uns zu diesem Zwecke das Gas aus dem Zustand *1* zunächst nach dem Gesetz von Boyle-Mariotte (bei gleichbleibender Temperatur)

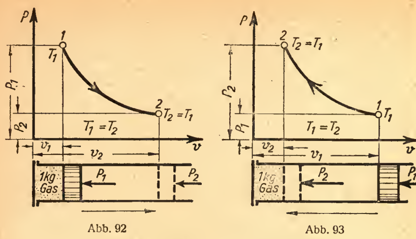


Abb. 92 Abb. 93

Zustandsänderungen bei gleicher Temperatur

in den Zustand x mit dem Druck P_2 überführt und darauf von hier nach dem Gesetz von Gay-Lussac bei gleichbleibendem Druck in den Zustand *2* gebracht. Im Zustand x besitzt das Gas noch die absolute Temperatur T_1, hat aber schon den Druck von P_2 kg/m² angenommen.

Wir bestimmen zunächst den spezifischen Rauminhalt v_x [m³/kg].

Nach dem Mariotteschen Gesetz gilt für Zustand *1* und x ($T_x = T_1$ und $P_x = P_2$):

$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_x$; daraus ergibt sich

$$v_x = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2}$$

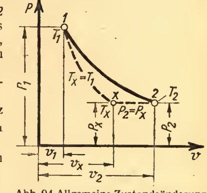


Abb. 94 Allgemeine Zustandsänderung

Nach dem Gay-Lussacschen Gesetz ist weiter für die Änderung des Zustandes x in den Zustand *2*:

$$\frac{v_x}{v_2} = \frac{T_x}{T_2} \text{ oder da } T_x = T_1, \text{ ist } \frac{v_x}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Daraus ergibt sich:

$$v_x = \frac{T_1 \cdot v_2}{T_2}$$

Nun ist auch:

$$v_x = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2} \text{ (siehe oben)}$$

Sind zwei Größen einer dritten gleich, so sind sie untereinander gleich.
Folglich ist:

$$\frac{P_1 \cdot v_1}{P_2} = \frac{T_1 \cdot v_2}{T_2}$$

Teilt man beide Seiten der Gleichung durch T_1 und nimmt sie mit P_2 mal, so ergibt sich für 1 kg Gas:

$$\boxed{\frac{P_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot v_2}{T_2}} \quad \text{Gleichung 1}$$

Für G [kg] Gas gilt entsprechend:

$$\boxed{\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}} \quad \text{Gleichung 2}$$

Wenn wir einen dritten oder vierten Zustand auf der Zustandslinie *1 — 2* mit den Zustandsgrößen P_3, v_3, T_3 bzw. P_4, v_4, T_4 annehmen, so finden wir auf die gleiche Weise, daß auch für diese Zustände:

$$\frac{P_3 \cdot v_3}{T_3} = \frac{P_4 \cdot v_4}{T_4} = \frac{P_1 \cdot v_1}{T_1} \text{ ist.}$$

Bei jedem beliebigen Zustand hat also die Größe $\frac{P \cdot v}{T}$ für ein bestimmtes Gas den gleichen Wert.
Man bezeichnet ihn als

Gaskonstante R.

Es ist also:

$$\boxed{\frac{P \cdot v}{T} = R} \quad \text{Gleichung 3a oder} \quad \boxed{P \cdot v = R \cdot T} \quad \text{Gleichung 3b}$$

Diese Gleichung gilt für 1 kg Gas.
Für G kg ergibt sich durch Multipilkation beider Seiten der Gleichung mit G: $P \cdot G \cdot v = G \cdot R \cdot T$, und da $G \cdot v = V$ ist, so ist:

$$\boxed{P \cdot V = G \cdot R \cdot T} \quad \text{Gleichung 4}$$

Diese Formeln 1 bis 4 bringen die

allgemeine Zustandsgleichung der Gase

zum Ausdruck. Dabei gelten die Formeln 1, 3a und 3b für 1 kg und die Formeln 2 und 4 für G kg Gas.

Die Gaskonstanten für die verschiedenen Gase sind in technischen Handbüchern zusammengestellt. Einen Auszug hieraus für einige wichtige Gase gibt die nebenstehende Übersicht.

Gasart	Gaskonstante
Luft	29,27
Sauerstoff ..	26,50
Stickstoff ..	30,26
Wasserstoff.	420,6
Kohlensäure	19,27
Ammoniak .	49,79

1. Beispiel: Die Anlaßflasche eines Dieselmotors hat einen Rauminhalt von 0,2927 m³.

Die in ihr eingeschlossene Luft steht bei einer Temperatur von 27° unter einem absoluten Druck von 60 ata. Wieviel kg Luft sind in der Anlaßflasche enthalten?

Rechnungsgang: Bekannt sind: Rauminhalt V, Temperatur t und Druck p. Ferner kann man die Gaskonstante der Luft aus der Zahlentafel entnehmen. Aus der Temperatur t hat man die absolute Temperatur T zu errechnen nach der Beziehung $T = 273 + t$. Der Druck P ergibt sich aus p, indem man p mit 10000 malnimmt. Zu berechnen ist das Gewicht der eingeschlossenen Luft. Da P, V, R und T gegeben oder durch Umrechnung ermittelt sind, läßt sich G aus der Gleichung $P \cdot V = G \cdot R \cdot T$ errechnen. Die Gleichung ist nach G aufzulösen.

Lösung: Es ist

$V = 0{,}2927\ \text{m}^3$;

$t = 27°$; daraus $T = 273 + t = 273 + 27 = 300°$ abs.

$p = 60$ ata; $P = 10000 \cdot 60 = 600000\ \text{kg/m}^2$

$R = 29{,}27$

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T; \text{ daraus}$$

$$G = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{600000 \cdot 0{,}2927}{29{,}27 \cdot 300} = 20\ \text{kg}$$

In der Anlaßflasche sind **20 kg Luft.**

2. Beispiel: Nach dem Anlassen des Motors in vorstehendem Beispiel zeigt das Manometer der Anlaßflasche noch 49 kg/cm² Druck an, nachdem die Temperatur der in der Flasche befindlichen Luft sich wieder auf 27° eingestellt hat. Wieviel Luft ist zum Anlassen verbraucht worden? (Luftdruck $b = 1$ kg/cm².)

Rechnungsgang: Da wieder V, t, p und R der in der Flasche verbleibenden Luft bekannt sind, kann man deren Gewicht berechnen wie im 1. Beispiel. Der am Manometer angezeigte Überdruck ist in den absoluten Druck umzurechnen. Das Gewicht der restlichen Luftmenge sei mit G_r bezeichnet. Die verbrauchte Luftmenge G_v ergibt sich, indem man G_r von G abzieht.

Lösung: $V = 0{,}2927\ \text{m}^3$; $R = 29{,}27$

$p_ü = 49$ atü $= 50$ ata; $P = 10000 \cdot 50 = 500000\ \text{kg/m}^2$

$t = 27°$; $T = 273 + 27 = 300°$ abs.

$$P \cdot V = G_r \cdot R \cdot T$$

$$G_r = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{500000 \cdot 0{,}2927}{29{,}27 \cdot 300} = 16{,}67\ \text{kg}$$

$$G_v = G - G_r = 20 - 16{,}67 = 3{,}33\ \text{kg}$$

Zum Anlassen des Motors sind **3,33 kg** Luft verbraucht worden.

3. Beispiel: Der Gasverbrauch einer Gasmaschine beträgt für 1 PSh bei 27° und 700 mm QS 0,6 m³. Wieviel m³ Gas würde die Maschine für 1 PSh bei 0/760 verbrauchen?

Rechnungsgang: Bekannt sind von dem Zustand *1*: $t_1 = 27°$, $h_1 = 700$ mm QS und $V_1 = 0{,}6$ m³. Von dem Zustand *2* sind gegeben $t_2 = 0°$, $h_2 = 760$ mm QS. Zu berechnen ist V_2. Aus t_1 und t_2 lassen sich die absoluten Temperaturen T_1 und T_2 auf die bekannte Weise berechnen. Auch die Drücke P_1 und P_2 kann man aus den gegebenen Größen h_1 und h_2 ermitteln. Ergibt sich jedoch das Verhältnis $\frac{P_1}{P_2}$, so kann man dafür auch $\frac{h_1}{h_2}$ unmittelbar einsetzen.

Nach der allgemeinen Zustandsgleichung ist für G kg Gas:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

Die einzige Unbekannte ist V_2. Die Gleichung ist nach V_2 aufzulösen. Es ergibt sich:

$$V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1}$$

Für $\frac{P_1}{P_2}$ wird der Wert $\frac{h_1}{h_2}$ eingesetzt.

Lösung: $t_1 = 27°$; $T_1 = 273 + 27 = 300°$ abs.
$t_2 = 0°$; $T_2 = 273 + 0 = 273°$ abs.
$V_1 = 0{,}6\ m^3$; $h_1 = 700$ mm QS; $h_2 = 760$ mm QS

$$V_2 = \frac{h_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{h_2 \cdot T_1} = \frac{700 \cdot 0{,}6 \cdot 273}{760 \cdot 300} = 0{,}503\ m^3$$

Der Gasverbrauch der Gasmaschine beträgt für 1 PSh bei $^0/_{760}$ $\underline{\underline{V_2 = 0{,}503\ m^3}}$.

Aus diesem Beispiel erkennt man, daß der Gasverbrauch eines Gasmotors bei gleicher Leistung abhängig ist vom Luftdruck und der Temperatur.

Zustandsänderung eines Gases bei gleichbleibendem Rauminhalt

Neben der Zustandsänderung eines Gases bei gleichbleibendem Druck und bei gleichbleibender Temperatur kommt in der Technik noch die Zustandsänderung bei gleichbleibendem Rauminhalt vor. Diese Zustandsänderung kann erfolgen durch Erwärmung eines Gases in einem geschlossenen Behälter. Wenn z. B. eine verschlossene Sauerstoffflasche erwärmt wird, so steigt mit der Temperatur auch der Druck in der Flasche. Nach welchem Gesetz die Veränderungen der Zustandsgrößen T und P erfolgen, ergibt sich aus der allgemeinen Zustandsgleichung der Gase. Es ist für eine beliebige Gasmenge von G kg Gas:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

Nun ist in unserem Falle $V_1 = V_2$.

Setzt man für V_2 den Wert V_1 ein und teilt die Gleichung durch V_1, so wird:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

Aus dieser Gleichung ergibt sich durch Umformung:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

In Worten: Bei einer Zustandsänderung unter gleichbleibendem Rauminhalt verhalten sich die absoluten Drücke wie die absoluten Temperaturen.

Für das Verhältnis $\frac{P_1}{P_2}$ kann man auch das Verhältnis $\frac{p_1}{p_2}$ einsetzen, dann ist:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Die Zustandsänderung bei gleichbleibendem Rauminhalt wird dargestellt nach Abb. 95.

Beispiel: Bei einem Explosionsmotor erfolgt die Verbrennung theoretisch im Totpunkt, also bei gleichbleibendem Rauminhalt. Im Zustand *1* am Schluß der Kompression betrage der Druck des verdichteten Gasgemisches $p_1 = 3{,}5$ atü, die Temperatur $t_1 = 310°$. Nach der Verbrennung steige die Temperatur auf $t_2 = 1895°$. Welcher Überdruck stellt sich dabei ein? ($h = 735{,}5$ mm *QS*.)

Rechnungsgang: Bei der Verbrennung erfolgt eine Zustandsänderung bei gleichbleibendem Rauminhalt. Es gilt also die Gleichung:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Abb. 95 Zustandsänderung bei gleichbleibendem Rauminhalt

Aus dieser Gleichung ist p_2 zu errechnen. Bekannt sind $t_1 = 310°$ und $t_2 = 1895°$. Daraus lassen sich die absoluten Temperaturen T_1 und T_2 ermitteln, da $T = 273 + t$ ist.

Der in atü gegebene Druck p_1 muß in den absoluten Druck (ata) umgewandelt werden. Dies geschieht nach der bekannten Formel $p_a = b + p_ü$. In unserem Fall ist $b = \frac{735{,}5}{735{,}5} = 1$ kg/cm².

Lösung: Es ist $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$; daraus

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot T_2}{T_1}$$

$$p_1 = b + p_u = 1 + 3{,}5 = 4{,}5 \text{ ata}$$
$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 310 = 583° \text{ abs.}$$
$$T_2 = 273 + t_2 = 273 + 1895 = 2168° \text{ abs.}$$
$$p_2 = \frac{4{,}5 \cdot 2168}{583} = 16{,}75 \text{ ata} = 15{,}75 \text{ atü}$$

Der bei der Verbrennung entstehende Überdruck beträgt **15,75 atü.**

Übungsaufgaben

23) Der Gasverbrauch eines Motors ist, auf den Normalzustand von 0° und 760 mm *QS* bezogen, zu 0,525 m³/PSh garantiert. Wie hoch darf der Gasverbrauch bei 20° und 730 mm *QS* sein?

24) Aus einer Sauerstoffflasche von 150 *l* Inhalt mit einem Druck von 140 atü bei 20° soll eine entleerte Sauerstoffflasche mit einem Fassungsvermögen von 20 *l* so voll wie möglich gefüllt werden. Welcher Druck wird dabei erreicht, und wieviel kg Sauerstoff sind in die kleine Flasche eingefüllt worden? (Luftdruck = 1 kg/cm².)

25) Eine Kohlensäureflasche steht unter einem Druck von 50 atü. Durch in die Nähe geschobene Schlackentransportwagen von Hochöfen steigt die Temperatur des Gases von 5° auf 85°. Welcher Überdruck stellt sich in der Flasche ein? (Luftdruck 1 kg/cm².)

Grundbegriffe der Elektrotechnik

In jedem Betrieb finden wir eine Reihe von elektrischen Anlagen. Wir sehen Motoren, Lampen, Leitungen, Schalttafeln, elektrische Öfen, Sammler usw.

Um diese Einrichtungen richtig behandeln und bedienen zu können, müssen wir uns mit den Grundbegriffen der Elektrotechnik vertraut machen.

Die Einführung in das Gebiet der Elektrizität können wir uns durch einen Vergleich mit dem Dampf erleichtern. Ein Dampfkessel stehe unter einem Druck von 12 atü. Öffnen wir das Kesselventil, so entsteht ein Dampfstrom. Dieser Strom ist um so größer, je höher der Dampfdruck oder die Dampfspannung im Kessel ist. Ein Strom kann nur entstehen, wenn der Dampf gegenüber der Außenluft einen Druck- oder Spannungsunterschied besitzt. Genau so muß eine elektrische Spannung vorhanden sein, damit ein elektrischer Strom fließen kann. So steht z. B. die Oberleitung einer elektrischen Straßenbahn unter Spannung. Schalten wir den Motor ein, so fließt infolge der Spannung ein Strom vom Fahrdraht durch den Schalter zum Motor und von da zu den Schienen. So wie man beim Dampfkessel vom Dampfdruck spricht, spricht man bei der Elektrizität von der elektrischen Spannung. Die elektrische Spannung wird mit U bezeichnet und in Volt (V) gemessen. Die Elektrizitätsmenge, die in einer Sekunde durch einen Leiterquerschnitt fließt, bezeichnet man mit Stromstärke (I). Sie wird in Ampere (A) gemessen.

Vom Dampfkesselventil wird der Dampf durch die Rohrleitung zur Dampfmaschine geleitet. Ist der Rohrquerschnitt groß, so kann in der Zeiteinheit mehr Dampf durch das Rohr strömen als bei einem engen Querschnitt. Außerdem findet der Dampf Widerstände in der Leitung vor, die seine Fortbewegung hemmen. Ein solcher Widerstand ist die Reibung des Dampfes an den Rohrwänden. Der Widerstand ist um so größer, je länger und je enger die Rohrleitung und je größer der Reibungswiderstand an den Wandungen ist. Ein ähnlicher Widerstand tritt auch bei der Weiterleitung des elektrischen Stromes auf. Je größer der Drahtquerschnitt ist, desto mehr Strom kann hindurchfließen, desto größer ist also die Stromstärke. Je kleiner der Querschnitt und je länger die Leitung ist,

desto größer ist der Widerstand. Außerdem ist der Widerstand abhängig vom Werkstoff des Leiters. So leitet z. B., wie wir aus Versuchen wissen, Kupfer die Elektrizität besser als Eisen. Aus diesem Grunde werden die Leitungsdrähte hauptsächlich aus Kupfer hergestellt. Weil aber mit Kupfer in der heutigen Zeit sparsam umgegangen werden muß, fertigt man die Leitungen auch aus Aluminium an. Wir unterscheiden gute Leiter, schlechte Leiter und Nichtleiter, je nach der Größe des Widerstandes, den das Material dem Fließen des elektrischen Stromes entgegensetzt.

Gute Leiter sind: Silber, Kupfer, Bronze, Aluminiumlegierungen.
Schlechte Leiter sind: Eisen und Kohle.
Nichtleiter sind: Gummi, Porzellan, Holz, Glimmer u. a.
Der Widerstand wird mit R bezeichnet und in Ohm (Ω) gemessen.

Merke:

Spannung U, gemessen in Volt (V),
Stromstärke I, gemessen in Ampere (A),
Widerstand R, gemessen in Ohm (Ω).

Die Stromstärke ist abhängig von der Spannung. Je größer die Spannung ist, desto größer ist die Stromstärke.

Die Stromstärke ist ferner abhängig vom Widerstand, und zwar im umgekehrten Sinne. Je größer der Widerstand ist, desto kleiner ist die Stromstärke. Der Physiker Ohm hat daraus das wichtigste Gesetz für die Elektrotechnik abgeleitet; es lautet:

„Die Stromstärke ist gleich der Spannung, geteilt durch den Widerstand."

Dieses Gesetz wurde nach Ohm benannt und heißt das „Ohmsche Gesetz". Mit den oben angeführten Bezeichnungen ist also:

$$\boxed{I = \frac{U}{R}}$$

Durch Umformung der Formel ergibt sich:

$$\underline{\underline{U = I \cdot R}} \quad \text{und} \quad \underline{\underline{R = \frac{U}{I}}}$$

Wie wir oben gesehen haben, ist der Widerstand eines Leiters abhängig von seiner Länge, seinem Querschnitt und der Art des Werkstoffes, aus dem er besteht. Man nennt den Widerstand eines Werkstoffes bei einer Leiterlänge von 1 m und bei einem Querschnitt von 1 mm² den spezifischen Widerstand oder Einheitswiderstand des betreffenden Werkstoffes. Man bezeichnet ihn mit dem griechischen Buchstaben ϱ (sprich rho). Je kleiner der spezifische Widerstand des Leitungsmaterials ist, desto größer ist seine Leitfähigkeit. Den reziproken Wert des spezifischen Widerstandes $\left(\frac{1}{\varrho}\right)$ nennt man auch die elektrische Leitfähigkeit und bezeichnet sie mit $\varkappa$

(sprich kappa). Für die wichtigsten Leiter sind in der nachfolgenden Tabelle die Werte der spezifischen Widerstände und der elektrischen Leitfähigkeit zusammengestellt.

Werkstoff	Spezifischer Widerstand $\varrho\left[\frac{\Omega\,\text{mm}^2}{\text{m}}\right]$	Elektrische Leitfähigkeit $\varkappa = \frac{1}{\varrho}$
Kupfer	0,0175	57
Aluminium	0,0317	31,5
Zink	0,065	15,4
Eisen	0,1324	7,5
Blei	0,2197	4,5
Konstantan	4,586	1,7
Nickelin	0,3	3,3

Da der Widerstand eines Leiters von 1 mm² Querschnitt bei 1 m Länge gleich ϱ ist, so ergibt sich der Widerstand bei l m Länge l-mal so groß, also gleich $\varrho \cdot l$. Da der Widerstand um so größer wird, je kleiner der Querschnitt ist, so ergibt sich der

$$\text{Widerstand} \quad \boxed{R = \frac{\varrho \cdot l}{F}}$$

In dieser Formel ist:

ϱ = spezifischer Widerstand (laut Tabelle),
l = Länge des Leiters in m,
F = Querschnitt des Leiters in mm².

Hierzu ist noch zu bemerken, daß wegen der Rückleitung die Länge doppelt eingesetzt werden muß, oder die Hin- und Rückleitung muß als Gesamtlänge gegeben sein.

Ist bei einem Draht nur der Durchmesser bekannt, so muß der Querschnitt berechnet werden nach der Formel $F = \frac{d^2 \pi}{4}$.

Umgekehrt kann man aus dem Querschnitt F der Leitung den Durchmesser berechnen, indem man die Gleichung nach d auflöst. Es wird dann $d^2 = \frac{4 \cdot F}{\pi}$ und $d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}}$. Am einfachsten benutzt man die Technischen Tabellen.

Die Leistung des elektrischen Stromes ist gleich dem Produkt aus Spannung und Stromstärke und wird in Watt (W) gemessen. Es ist:

$$\text{Leistung} \quad \boxed{N = U \cdot I} \quad \text{(Watt)}$$

Bei größeren Leistungen rechnet man nach Kilowatt (kW). Dabei ist

1 kw = 1000 W.

Das Elektrizitätswerk legt der Stromkostenrechnung die gelieferte elektrische Arbeit zugrunde, die am Zähler abgelesen wird. Wir müssen also das Maß für die elektrische Arbeit kennen.

Wir wissen: $\text{Leistung} = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Zeit}}$ oder in einer Formel ausgedrückt:

$$N = \frac{A}{t}$$

Daraus ergibt sich:

$$\boxed{A = N \cdot t}$$

d. h.: elektrische Arbeit = Leistung mal Zeit.

Die elektrische Leistung wird dabei in W oder kW gemessen, als Zeiteinheit nimmt man die Sekunde oder die Stunde.

Für größere Leistungen ist die Maßeinheit die Kilowattstunde (kWh).

Übungsaufgaben

26) Eine Glühlampe hat einen Widerstand von 330 Ω und ist an eine Spannung von 220 Volt angeschlossen. Welche Stromstärke fließt durch die Glühlampe?
27) Der spezifische Widerstand des Nickelins beträgt $\varrho = 0{,}3$. Wieviel m Nickelindraht von 2 mm Durchmesser sind zur Herstellung eines Widerstandes von 24 Ω erforderlich?
28) Ein elektrischer Glühofen hat bei 220 Volt Spannung eine Leistungsaufnahme von 3 kW. Welche Stromstärke entnimmt er dem Netz?
29) Eine Glühlampe von 750 W Leistungsaufnahme ist 11 Stunden eingeschaltet. Welche elektrische Arbeit wird verbraucht?

Magnetismus, Magnetinduktion

Wenn ein Stück Stahl die Fähigkeit besitzt, andere Eisen- und Stahlteile anzuziehen, nennt man dieses Stück Stahl Magnet und diese Naturerscheinung Magnetismus.

Man unterscheidet natürliche und künstliche Magneten. In der Natur kommt der Magnet als Eisenerz (Magneteisenstein[1]) vor. Wir finden dieses Erz hauptsächlich in Schweden, im Uralgebirge und in Nordamerika.

Einen künstlichen Magneten erhält man, wenn man ein Stück Stahl mit einem Magneten bestreicht. Der Form nach unterscheidet man Stabmagneten, Hufeisenmagneten und Magnetnadeln.

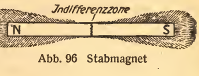


Abb. 96 Stabmagnet

Bestreut man einen Stabmagneten, wie Abb. 96 zeigt, mit Eisenfeilspänen, so beobachten wir, daß an den Enden des Stabes sehr viele Späne

[1] Solche Steine sollen zuerst in der Stadt Magnesia in Kleinasien gehandelt worden sein (Magnet: magischer Stein oder Zauberstein).

angezogen werden, nach der Mitte zu aber weniger. Die beiden Enden, die die meisten Späne anziehen, nennt man Pole. Die Stelle, an der der Magnet fast keine Anziehungskraft besitzt, nennt man Indifferenzzone. Hängt man den Stabmagneten pendelnd auf, so wird er immer mit dem gleichen Ende annähernd nach Norden zeigen. Man nennt dieses Stabende Nordpol, das andere Ende Südpol (Kompaßnadel). Jeder Magnet, unabhängig von seiner Form, hat 2 Pole, einen Nordpol und einen Südpol. Bringt man die Nordpole oder auch die Südpole zweier schwingender Magnetnadeln einander nahe, so stoßen sich diese immer ab. Bringen wir einen Nordpol und einen Südpol zusammen, so ziehen sie sich an. Daraus folgt: Gleichnamige Pole stoßen einander ab, ungleichnamige ziehen einander an. Brechen wir den Magnetstab in der Indifferenzzone entzwei, so zeigt sich, daß die eine Bruchstelle nordpolar, die andere südpolar ist. Denkt man sich das Zerbrechen des Magneten bis in die kleinsten Teile (Moleküle) fortgesetzt, so erhalten wir lauter kleinste Magneten (Molekularmagneten), die alle einen Nord- und einen Südpol besitzen. Man nimmt daher an, daß sich jeder Magnetstab aus geordneten Molekularmagneten zusammensetzt, wie uns Abb. 97 zeigt. Bei einem unmagnetischen Stahlstab sind diese Molekularmagneten ungeordnet. Durch Bestreichen mit einem Magneten werden sie geordnet und der Stahl magnetisch (Abb. 98).



Abb. 97 Geordnete Molekularmagneten

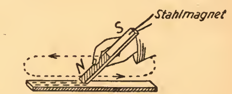


Abb. 98 Magnetisierung eines Stahles

Das Verhalten des Magnetismus ist im weichen und im harten Stahl verschieden. Weicher Stahl nimmt den Magnetismus sofort auf, verliert ihn aber bis auf einen kleinen Rest wieder, wenn wir den Magneten entfernen. Harter Stahl dagegen nimmt den Magnetismus schwerer auf, dafür behält er ihn aber lange Zeit, nachdem der Magnet entfernt ist. Solche Magneten nennt man Dauermagneten oder permanente Magneten.

Ein Magnet zieht Eisen- oder Stahlteile auch aus einer bestimmten Entfernung an. Die magnetische Kraft strahlt vom Nordpol aus und fließt nach dem Südpol (Abb. 99 und 100). Diese Strahlen nennt man magnetische Kraftlinien. Das Gebiet, in dem sich die magnetischen Kraftlinien befinden, heißt Kraftlinienfeld. Legt man auf einen Magneten ein Papierblatt und streut Eisenfeilspäne darauf, so wird das Feld mit den Kraftlinien sichtbar (Abb. 101). Je stärker die

magnetische Kraft im Magneten ist, desto stärker ist sein magnetisches Kraftlinienfeld.

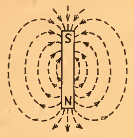


Abb. 99 Stabmagnet

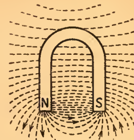


Abb. 100 Hufeisenmagnet

In Abb. 102 ist ein Hufeisenmagnet dargestellt. Die Kraftlinien fließen vom Nordpol zum Südpol. Durch das Kraftlinienfeld bewegen wir einen elektrischen Leiter, z. B. Kupferdraht, der mit einem Galvanometer (empfindlicher Spannungsanzeiger) verbunden ist. Während der Bewegung schlägt der Zeiger aus. Durch den Ausschlag des Zeigers stellen wir fest, daß in dem Leiter durch das Schneiden der Kraftlinien ein Strom hervorgerufen wird. Diese Erscheinung nennt man Induktion, den entstehenden Strom Induktionsstrom. Ruht der Leiter in dem Kraftlinienfeld, so daß keine Kraftlinien geschnitten werden, befindet sich der Zeiger des Galvanometers in der Nullstellung; es wird kein Strom erzeugt.


Abb. 101 Kraftlinien eines Hufeisenmagnets

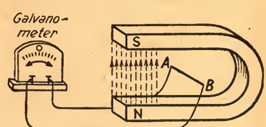
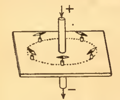


Abb. 102 Nachweis der Magnetinduktion

Wir fassen zusammen:
Bewegt man durch ein Kraftlinienfeld einen Leiter, so wird in diesem ein Induktionsstrom erzeugt; man sagt auch: es wird in dem Leiter ein Strom induziert. Diese Stromerzeugung nennt man Magnetinduktion. Je mehr Kraftlinien in der Zeiteinheit geschnitten werden, um so kräftiger ist der erzeugte elektrische Strom.

Bringen wir um einen stromlosen Leiter mehrere Magnetnadeln, so stellen sich diese, wie immer, in Nordsüdrichtung ein. Wird aber der Leiter von einem Strom durchflossen, dann werden sämtliche Nadeln in eine bestimmte neue Richtung abgelenkt (Abb. 103). Es entsteht also um



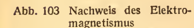


Abb. 103 Nachweis des Elektromagnetismus

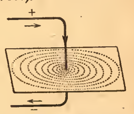


Abb. 104 Magnetisches Feld eines stromdurchflossenen Leiters

einen Leiter, der von einem elektrischen Strom durchflossen wird, ein magnetisches Kraftfeld, das auf die Magnetnadeln einwirkt. Wir machen nun einen weiteren Versuch. Wir streuen gleichmäßig in die Umgebung eines stromdurchflossenen Leiters auf ein Kartonblatt Eisenfeilspäne. Klopfen wir leicht an den Karton, dann ordnen sich die Spänchen konzentrisch um den Leiter. Je weiter diese Spänchen aber von dem Leiter entfernt sind, desto geringer ist dann die auf sie ausgeübte magnetische Kraft (Abb. 104). Denken wir uns die von den Eisenfeilspänen angedeuteten Linien ausgezogen, so erhalten wir konzentrische Kreise nach Abb. 105 und 106. Ein Kreuz (x), wie in Abb. 105) dargestellt, bedeutet allgemein,



Abb. 105 Feldlinienrichtung bei einem in die Zeichenebene hineinfließenden Strom

Abb. 106 Feldlinienrichtung bei einem aus der Zeichenebene herausfließenden Strom

daß der Strom vom Beschauer abfließt, ein Punkt, wie in Abb. 106, daß der Strom in Richtung zu dem Beschauer hinfließt. Wir biegen nun den bisher geraden Leiter zu einem Ring, einer sogenannten Windung (Abb.107). Die Feldlinien sind hier ebenfalls Kreise und geben in jedem Falle an, in welcher Richtung sich Magnetnadeln und Eisenfeilspäne einstellen Diese Richtung bezeichnet man als Feldrichtung, die sich nach der sogenannten Korkenzieherregel bestimmen läßt.

Schraubt man einen Korkenzieher in der Richtung des Stromes, so gibt die dazu notwendige Drehbewegung die Richtung des Feldes an.

Werden mehrere Windungen zusammengenommen, so erhalten wir eine Spule. Je mehr Windungen eine Spule besitzt, desto stärker werden die Magnetfelder. Um eine weitere, recht bedeutende Verstärkung des Magnetfeldes herbeizuführen, bringt man einen Eisenkern in den Hohlraum der Spule (Abb. 108). Die Vergrößerung des Magnetfeldes richtet sich unter anderem auch noch nach der Anordnung und nach der Eisensorte des Kernes. Da die magnetische Leitfähigkeit für die magnetischen Feldlinien im Eisen größer ist als in der Luft, ergibt sich, daß die Feldlinien das Eisen bevorzugen. Abb. 109 kann man sich aus Abb. 108 durch Zusammenbiegen der Stabenden entstanden denken. Die Feldlinien verlaufen jetzt fast nur innerhalb des Eisens. Die Veränderung des Feldlinienverlaufs durch Eisen zeigt besonders

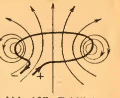


Abb. 107 Feldlinien einer Windung

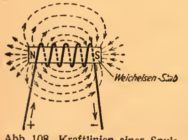


Abb. 108 Kraftlinien einer Spule mit Eisenkern

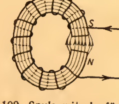


Abb. 109 Spule mit ringförmigem Eisenkern

deutlich ein Vergleich der Abb. 110a und b. Die Spulen sind der Einfachheit halber weggelassen. Beim magnetisch nicht geschlossenen Kreis

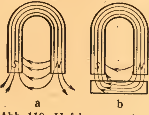


Abb. 110 Hufeisenmagneten

(Abb. 110a) breiten sich die Feldlinien an den Enden des Hufeisenmagneten sehr weit aus, während sie beim nahezu geschlossenen Eisenkern (Abb. 110b) fast ganz im Eisen verlaufen.

Wird in die Spule ein Weicheisenstab gebracht (Abb. 108), dann verschwinden in ihm die magnetischen Kraftlinien wieder, wenn die Strom-

zufuhr unterbrochen wird. Der Weicheisenstab verliert somit seinen Magnetismus. Den durch Elektrizität hervorgerufenen Magnetismus bezeichnet man als Elektromagnetismus und den Magneten selbst als Elektromagnet.

Die elektromagnetischen Wirkungen werden in zahlreichen Geräten, Meßgeräten, Fernmeldegeräten und Elektromotoren ausgenutzt.

Der in Abb. 111 dargestellte Weicheisenstab ist mit einem starken, isolierten Leiter umwickelt. Den elektrischen Strom für diesen Leiter liefert eine Batterie. An einer Stelle ist ein Unterbrecher eingebaut, der es ermöglicht, den Strom im Leiter beliebig aus- und einzuschalten. Ein zweiter isolierter Leiter ist um die Spule des ersten Leiters gewickelt und an einen Stromverbraucher angeschlossen. Wir erhalten auf diese Weise den Aufbau eines Gleichstromtransformators.

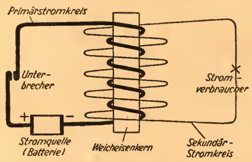


Abb. 111 Gleichstromtransformator

Wird der Stromkreis durch den Unterbrecher geschlossen, so wird in der Spule und dem Eisenkern ein sehr starkes Kraftlinienfeld erzeugt. Dieses Kraftlinienfeld verschwindet wieder, wenn der Stromkreis unterbrochen wird. Öffnet und schließt man den Stromkreis beliebig oft durch den Unterbrecher, so werden ständig abwechselnd Kraftlinien in der Spule ausgesandt und eingezogen. Die Kraftlinien schneiden ständig die zweite Spule und induzieren in ihr ebenfalls einen elektrischen Strom. Elektrischer Strom wird also nicht nur erzeugt, wenn ein Leiter durch ein Kraftlinienfeld bewegt wird, sondern auch, wenn ein Kraftlinienfeld im Entstehen oder Verschwinden einen ruhenden Leiter schneidet. Dieser durch Elektroinduktion hervorgerufene zweite Strom wird um so stärker, je mehr Windungen die zweite Spule hat, denn um so mehr Windungen werden ja von dem entstehenden und verschwindenden Kraftlinienfeld geschnitten.

Der erste Leiter wird Primärstromkreis (primus = erster) und der in ihm fließende Strom Primärstrom genannt. Der zweite Leiter ist der Sekundärstromkreis (secundus = zweiter) und der in ihm fließende Strom der Sekundärstrom.

Von den Maschinenteilen

Gleitlager

Alle sich drehenden Teile an Maschinen werden durch Lager gehalten. Man unterscheidet hierbei unabhängig von Form und Verwendungszweck zwei Gruppen von Lagern, nämlich Gleitlager und Wälzlager. Bei Gleitlagern berühren sich Wellen und Lager in einer zylindrischen Fläche, bei Wälzlagern dagegen ruht die Welle auf Rollen oder Kugeln, die sich in einem Ring drehen, sobald die Welle umläuft. Die Verluste durch Reibung sind bei Gleitlagern größer als bei Wälzlagern.

Die Ausführung von Wälzlagern wird besonders dort angewendet, wo sie gegenüber Gleitlagern merkliche Vorteile bringt, besonders bei Fahrzeugen und Geräten aller Art zur Ersparung von Muskel- und Motorkraft. Jede dieser angeführten Gruppen kann man je nach der Richtung, in der die Last wirkt, wieder einteilen in Querlager und Längslager. Querlager oder auch Traglager nehmen Kräfte auf, die quer, d. h. senkrecht zur Achse wirken. Das ist der Fall bei allen waagerechten Wellen, z. B. Transmissionswellen. Bei Längs- oder Spurlagern wirkt die Kraft in Richtung der Achse. Sie versucht, die Welle in ihrer Längsrichtung zu verschieben. Bei dem in Abb. 112 dargestellten Kran ist das obere Lager ein Querlager, da die Kraft H das Lager quer zu seiner Achse beansprucht. Das untere Lager wird durch die senkrechte Kraft V und die waagerechte Kraft H beansprucht. Es handelt sich also um ein Längs- und Querlager.

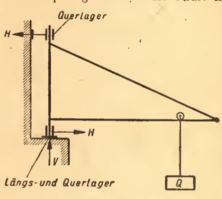


Abb. 112 Lagerung eines Kranes

Alle Lager müssen sorgfältig und pfleglich behandelt werden, weil davon nicht nur die Lebensdauer der Lager selbst, sondern auch die der ganzen Maschine stark beeinflußt wird. Schmutz, Staub, Sand, Metallspäne, Wasser, Säuren und Gase sind für Lager schädlich. Hieran ist besonders zu denken bei Ausbesserungsarbeiten und beim Einbau von Ersatzteilen.

Abb. 113 zeigt ein Stehlager. Sein Hauptbestandteil ist zunächst das Lagergehäuse. Im vorliegenden Falle ist es zweiteilig und besteht aus Lagerfuß und Lagerdeckel. In dem Deckel befindet sich ein Gewindeloch zur Aufnahme eines Schmiergefäßes. Der wichtigste Bestandteil des Lagers ist die Lagerschale. Sie trägt den zu lagernden Maschinenteil und überträgt die aufzunehmenden Kräfte auf das Lagergehäuse. Als Werk-

stoff wählt man dafür je nach Beanspruchung Gußeisen oder Stahlguß. Die Lagerschalen werden aus Gußeisen, Rotguß oder Bronze hergestellt.

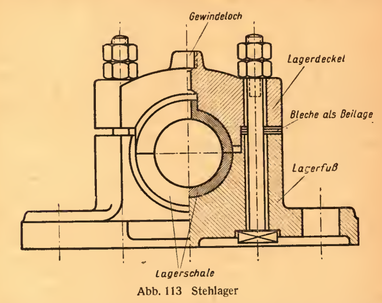


Abb. 113 Stehlager

Für bestimmte Zwecke versieht man die Lagerschale mit einem Weißmetallausguß, der in schwalbenschwanzförmigen Nuten an der Lagerschale haftet (Abb. 114). Neuerdings verwendet man auch Kunst-

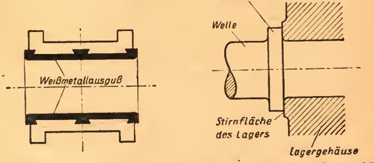


Abb. 114 Lagerschale

Abb. 115 Stirnfläche am Lagergehäuse

harzstoffe, die sich im Betrieb für bestimmte Zwecke recht gut bewährt haben. Sie dienen hierbei als Austauschstoff für Rotguß oder Bronze.

Die Bearbeitung des Lagergehäuses oder der Lagerschale muß so vorgenommen werden, daß die Stirnfläche des Lagers, an die der Wellenbund anläuft, übersteht (Abb. 115). Das gilt auch dann, wenn die Lagerschale mit Weißmetall ausgegossen ist. Hierbei ist zu vermeiden, daß der

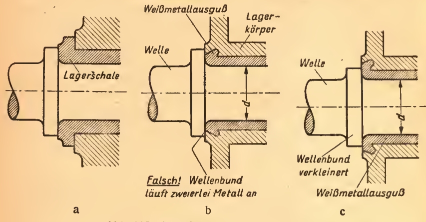


Abb. 116 Ausführung des Wellenbundes

Wellenbund zweierlei Metall anläuft. Gegebenenfalls kann man den Wellenbunddurchmesser so verkleinern, daß er nicht bis an den Lagerkörper heranreicht (Abb. 116a bis c). Hat eine Welle auf beiden Seiten

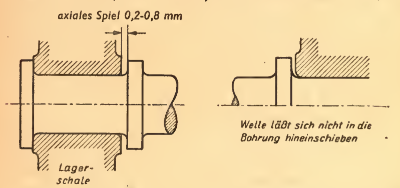


Abb. 117 Längsspiel

Abb. 118 Nichtanliegender Wellenbund

des Lagers Bunde, wie in Abb. 117, so ist dafür zu sorgen, daß zwischen den Bunden und dem Lager ein gewisses Spiel vorhanden ist. Wird das nicht berücksichtigt, so besteht die Gefahr, daß die Bunde durch die verschiedene Wärmeausdehnung von Lager und Welle festlaufen. Bei

allen Veränderungen des Wellendurchmessers muß darauf geachtet werden, daß der Übergang vom großen zum kleinen Durchmesser in einer möglichst großen Abrundung erfolgt. Je größer die Abrundung ist, desto kleiner ist die Gefahr einer Rißbildung oder eines Bruches infolge Kerb-

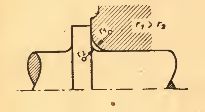


Abb. 119 Anliegender Wellenbund

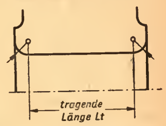


Abb. 120 Lagerlänge

wirkung. Wird die Abrundung der Lagerschale kleiner gemacht als die der Welle, so muß die Welle in das Lager hineingezwängt werden, und der Wellenbund kann an der Lagerschale nicht anliegen (Abb. 118). Um ein einwandfreies Laufen der Welle im Lager zu erzielen, müssen die Abrundungshalbmesser an Lager und Welle wenigstens gleich sein. Die richtige Ausführung zeigt Abb. 119. Die tragende Länge L_t der Lagerschale nimmt um den doppelten Betrag des Abrundungshalbmessers ab, was bei Neuherstellung oder Ausbesserung berücksichtigt werden muß (Abb. 120).

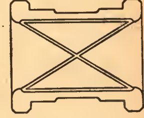


Abb. 121 Kreuznuten

Daß aufeinandergleitende Teile zur Vermeidung von Verschleiß und Kraftverlusten geschmiert werden müssen, ist bekannt.

Damit nun der Schmierstoff über die ganze Fläche der Lagerschale gleichmäßig verteilt wird, erhalten die Lagerschalen Schmiernuten, durch die das Öl zugeführt wird. Vielfach findet man in der Praxis Kreuznuten, wie Abb. 121 zeigt. Es ist falsch, die Ölnuten so anzuordnen, daß sie die tragende Fläche verlassen. Das Öl würde in diesem Falle aus dem Lager auslaufen, ohne wirksam zu schmieren. Anderseits muß vermieden werden, die Schmiernuten zu kurz zu machen, weil dadurch die infolge der Durchbiegung der Welle hoch beanspruchten äußeren Lagerkanten von der Schmierung nicht erfaßt werden. Sie bleiben trocken und werden durch Fressen schließlich zerstört (Abb. 122). Sehr verbreitet ist das Lager mit Ringschmierung. Die Schmierung erfolgt durch einen oder zwei Ringe, die im Lager lose auf der Welle hängen und unten in Öl tauchen.

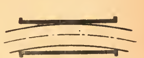


Abb. 122 Beanspruchung einer Lagerschale infolge Durchbiegung der Welle

Beim Drehen der Welle drehen sich die Ringe mit und bringen das an ihnen haftende Öl oben auf die Welle. Von dort verteilt es sich durch die Schmiernuten gleichmäßig über die ganze Lauffläche und gelangt wieder in den Ölbehälter zurück. Die Schmierung erfolgt also selbsttätig und bedarf nur geringer Wartung (Abb. 123). Alle Lagerschalen unterliegen einem natürlichen Verschleiß. Damit bei Abnutzung und der dadurch bedingten Vergrößerung der Bohrung die Güte der Lagerung nicht leidet, müssen die Lager nachstellbar sein. Bei zweiteiligen Lagerschalen legt man zwischen Lagerdeckel und Lagerfuß mehrere Bleche von etwa $\frac{1}{10}$ mm Stärke, die im Laufe der Zeit entsprechend der Abnutzung der Schalen nach und nach herausgenommen werden. Man hilft sich auch dadurch, daß man bei neuen Lagern an den Stoßfugen etwas Material wegnimmt. Dann werden die Lagerschalen nachgearbeitet, damit sie wieder gleichmäßig tragen (Abb. 113).

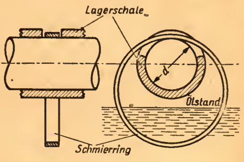


Abb. 123 Ringschmierlager

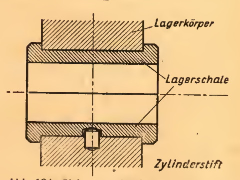


Abb. 124 Sicherung der Lagerschalen gegen Drehen

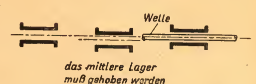


Abb. 125 Ausrichten mehrerer Lager

Soll das Lager seinen Zweck erfüllen, so muß verhindert werden, daß die Lagerschale sich dreht und Reibung und Verschleiß an einer nicht gewünschten Stelle auftreten. Die einfachste Sicherung gegen Drehung ist der Zylinderstift. Er sitzt fest im Lagerkörper und ragt mit dem anderen Ende in eine Lagerschale. Seine Stärke richtet sich nach der Lagerbohrung (Abb. 124). Für stark belastete Lager, also bei Maschinen mit schweren Wellen, ist es zweckmäßig, den Stift im Deckel anzuordnen, weil dann die untere Lagerschale beim

Anheben der Welle seitlich herausgedreht werden kann.

Wie aus den Ausführungen hervorgeht, tritt am Rande der Lagerschalen eine sehr starke Beanspruchung infolge Durchbiegung auf (Abb. 122). Deshalb müssen bei mehrfacher Lagerung einer Welle die Lagermitten zusammenfallen (Abb. 125). Eine Ausführung, die diese Forderung weitgehend ermöglicht, zeigt Abb. 126. Die beiden Schalen sind kugelig gelagert und werden von zwei kräftigen Einstellschrauben gehalten. Durch Drehen dieser beiden Schrauben kann die Höhe der Lagerachse eingestellt werden. Die kugelige Lagerung gestattet der Lagerschale, in gewissen Grenzen sich den Bewegungen der Welle anzupassen.

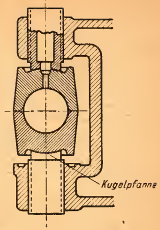


Abb. 126 Einstellbares Lager

Wälzlager

Während bei Gleitlagern zwischen Welle und Lagerschale gleitende Reibung auftritt, liegt bei Wälzlagern rollende Reibung vor, deren Verluste wesentlich kleiner sind als bei gleitender Reibung. Diese Erkenntnis verwertet man z. B. im täglichen Leben, in dem man bei der Bewegung schwerer Lasten Rollen unter die Last legt. In der Technik führte dieser Gedanke zur Entwicklung der Wälzlager. Als Wälzkörper kommen in Betracht Kugeln, zylindrische Rollen, Tonnen, keglige Rollen und Nadeln

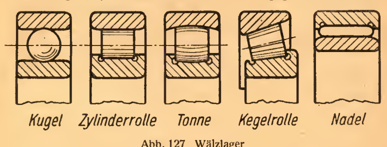


Abb. 127 Wälzlager

(Abb. 127). Der Bewegungsvorgang ist so, daß der Wellenzapfen auf den Wälzkörpern abrollt, während diese selbst wieder auf der Lagerschale abrollen.

Die Wälzkörper sind wegen der hohen Belastung aus Chromstahl oder Chromnickelstahl hergestellt. Sie sind zwischen dem inneren und äußeren

Laufring gelagert. Damit sich die Kugeln beim Laufen nicht berühren, werden sie in einem Käfig oder Korb geführt. Dieser ist aus Stahlblech, Messing, Bronze oder Leichtmetall hergestellt (Abb. 128). Die Ausführung der Wälzlager ist sehr verschieden. Wie bei den Gleitlagern unterscheidet man auch hier Quer- und Längslager und hat daneben noch solche für gleichzeitige Quer- und Längsbelastung. Je nach der Größe der erforderlichen Belastungsaufnahme baut man einreihige und doppelreihige Wälzlager (Abb. 129 und Abb. 131).

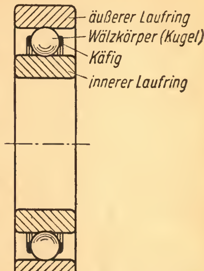


Abb. 128 Kugellager

Beim Einbau von Wälzlagern ist darauf zu achten, daß die Welle vollkommen rund und zylindrisch ist. Sie muß sehr genau hergestellt sein, weil jede Ungenauigkeit die Haltbarkeit des Lagers stark herabmindert. Beim Aufziehen werden die Lager auf etwa 70° erwärmt. Dadurch dehnen sich die Laufringe aus. Der Unterschied ermöglicht dann ein Aufschieben des Lagers von Hand. Sollte sich hierbei der Lagerring durch nicht gleichmäßiges Verschieben festsetzen, so kann nach

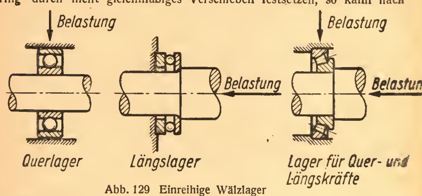


Abb. 129 Einreihige Wälzlager

Abb. 130 mit Hilfe eines passenden Rohres das Lager durch Schläge weitergeschoben werden.

In ähnlicher Weise erfolgt auch der Ausbau der Wälzlager. Eine zweiteilige Abziehvorrichtung wird unmittelbar hinter dem Innenring angesetzt

und verschraubt. Durch Drehen der Spindel wird dann der Ring allmählich von seinem Sitz gezogen (Abb. 132).

Ganz besonderes Augenmerk ist auf die Schmierung der Wälzlager zu richten. Sie vermindert die an sich geringe Reibung noch weiter, verhindert Rostbildung und Verschleiß der Lager bei Trockenlauf. Die Schmierstoffe müssen frei von Säuren sein, dürfen nicht verharzen und keine Verunreinigungen enthalten, die schmirgelnd wirken. Als Schmiermittel kommen Fette und Öle in Frage. Bei geringer Drehzahl kann fast der ganze freie Raum mit Fett ausgefüllt werden. Bei hoher Drehzahl muß die Fettmenge geringer sein, da diese sonst beim Lauf durch die Dichtung tritt. Als allgemeine Richtlinie merke man, daß etwa zwei Drittel des freien Raumes mit Fett gefüllt werden. Bei Ölfüllung darf der unterste Wälzkörper nur etwa bis zur

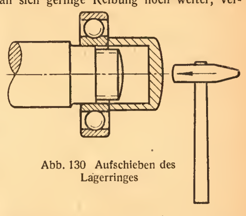


Abb. 130 Aufschieben des Lagerringes

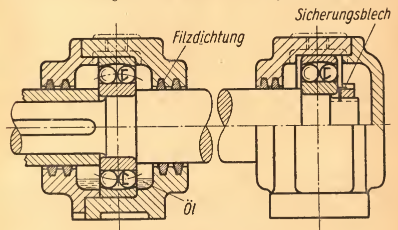


Abb. 131 Ölung der Wälzlager

Hälfte in das Öl tauchen (Abb. 131). Wenn die Dichtung einwandfrei ist, ist der Verbrauch an Öl und Fett sehr gering. Allgemein bestimmen die Betriebsverhältnisse die Laufzeit von einer Nachschmierung bis zur anderen sowie auch die Fettmenge. Regel ist, daß die Fettmenge um so

kleiner sein soll, je höher die Drehzahl ist. Im Gegensatz zu Gleitlagern erfordern Wälzlager nur geringe Wartung, besonders dann, wenn durch zuverlässige Abdichtung eine Verschmutzung des Lagers vermieden wird. Eine gute Überwachung der Lager kann durch Abhören ausgeübt werden,

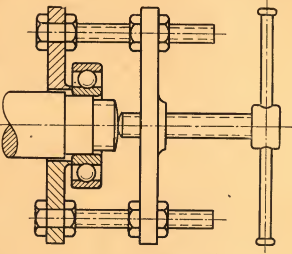


Abb. 132 Abziehvorrichtung

für die allerdings eine gewisse Übung Voraussetzung ist. Neben der Abhörkontrolle soll man bei betriebswichtigen Maschinen und großen Lagern auch eine Temperaturprüfung vornehmen, wenn ein Abhören nicht möglich ist. Bei Fahrzeugen können beide Kontrollen meistens nicht durchgeführt werden. Es sind deshalb die Lager von Zeit zu Zeit auszubauen und auf ihren Zustand zu untersuchen.

Kupplungen

Kupplungen sind Maschinenteile zur unmittelbaren Kraft- und Arbeitsübertragung von treibenden an getriebene Wellen. Unter den vielfach für Sonderzwecke entwickelten Kupplungen lassen sich folgende grundlegende, durch Abbildungen veranschaulichte Arten unterscheiden:

1) **Feste Kupplungen** zur dauernden Verbindung von Wellen. Abb. 133: Schalenkupplung aus zwei halbringförmigen, beide Wellen zugleich umschließenden und durch Schrauben radial zusammengehaltenen Teilen mit Federkeilverbindung zu den Wellen. Die leicht montierbare Kupplung gestattet die Herausnahme von Wellenstücken zur Montage ungeteilter Naben.

Abb. 134 zeigt die sehr häufig benutzte Scheibenkupplung zur Verbindung kurzer Wellenstümpfe, z. B. zwischen einem Elektromotor und

einer Schleuderpumpe. Jeder Wellenstumpf trägt eine mit Federkeil befestigte Kupplungsscheibe; beide Scheiben sind untereinander durch Ansatz bzw. zugehörige Ausdrehung ausgerichtet und durch gleichmäßig verteilte Schrauben fest zusammengepreßt. Das Kuppeln der beiden Wellen

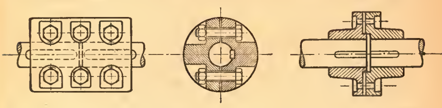


Abb. 133 Schalenkupplung

Abb. 134 Scheibenkupplung

erfolgt durch dabei entstandene Reibung. Die Ausführung nach Abb. 135 besitzt noch eine in zwei Halbringe geteilte Zwischenscheibe und erleichtert dadurch die Wellenmontage.

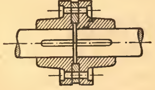


Abb. 135 Scheibenkupplung mit Zwischenscheibe

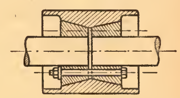


Abb. 136 Sellerskupplung mit Doppelkegel

Die Sellerskupplung nach Abb. 136 hat auf jeder Welle einen mit dieser durch Federkeil verbundenen Kegel von etwa 7 bis 8° Steigung; beide Kegel werden durch Schrauben in eine Hülse mit entsprechenden Kegelflächen gedrückt. Der Ein- und Ausbau eines Wellenstückes erfordert auf der Welle neben der Kupplung Platz von ½ Hülsenlänge.

Bequemer ist die Hülsenkupplung nach Abb. 137 mit einem längsgeteilten Doppelkegel von 2 bis 3° Steigung und Federkeilen sowie zwei aufgekeilten Ringen entsprechender Schräge. — Handradwellen erhalten beiderseitig verstiftete Muffenkupplung.

Abb. 137 Hülsenkupplung mit Ringen

2) **Bewegliche Kupplungen** zur Verbindung von Wellen mit betriebsmäßiger Lageänderung. Die Klauenkupplung nach Abb. 138 gleicht

Längenänderungen langer Wellen infolge Wärmeaustausches aus. Jeder Wellenstumpf trägt eine durch Federkeil befestigte, mit Klauen versehene Kupplungsseite. Die gleichmäßig verteilten Klauen greifen wechselseitig ineinander und kuppeln bei freier Verschiebbarkeit in Längsrichtung.

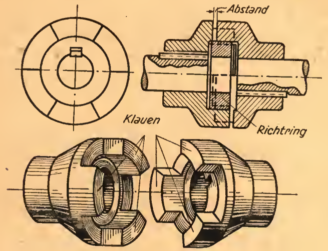


Abb. 138 Klauenkupplung

Abb. 139 stellt eine Kugelgelenkkupplung dar, die z. B. bei Fräsmaschinen den Verschiebungen des Tisches mit dem aufgespannten Werkstück in der Senkrechten und Waagerechten nach Bedarf folgen muß. Dies ermöglichen zugleich zwei Kugelgelenke und eine in sich verschiebbare Hülsenwelle zwischen diesen.

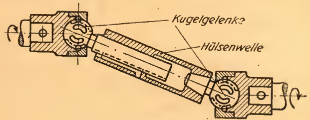


Abb. 139 Kugelgelenkkupplung

Mit einer Kreuzgelenkkupplung nach Abb. 140 werden zueinander bis zu 10° geneigte Wellen gekuppelt. An je zwei gegenüberliegenden Armen eines vierteiligen Achsenkreuzes sind beide Wellen untereinander um 90° versetzt, mit einem Mitnehmerbügel gekuppelt, der selbst sehr

widerstandsfähig zu lagern ist. Diese „Kardan"-Gelenkverbindung schützt im Kraftfahrzeug die „Kardanwelle" zwischen Getriebe und Radachsenantrieb (Differential) vor Schäden durch starkes Flattern während der Fahrt.

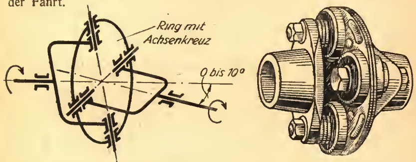


Abb. 140 Kreuzgelenkkupplung Abb. 141 Gelenkscheibenkupplung

Als vereinfachte Ausführung dient eine Gelenkscheibenkupplung, mit der z. B. nach Abb. 141 die zu kuppelnden Wellen über federnd verbolzte Muffen unter 90° Versetzung der Flanschen an je zwei gegenüberliegenden Punkten nachgiebig verschraubt sind. Die Scheibe kuppelt und folgt zugleich den schrägstehenden Wellen elastisch.

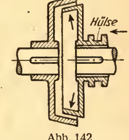


Abb. 142
Ausrückbare Kupplung

3) **Ausrückbare Kupplungen** zur betriebsmäßigen An- und Abkupplung zweier Wellen nach Bedarf. Durch eine auf der einen Welle verschiebbare Hülse wird eine zugehörige Kupplungsscheibe entweder unmittelbar (siehe Abb. 142) oder mittelbar unter Mitwirkung von Gelenkteilen (siehe Abb. 143 bis 145) mit einer formgerechten Gegenscheibe der anderen Welle durch Reibung gekuppelt. Die Wirkung ist bei stetiger vorsichtiger

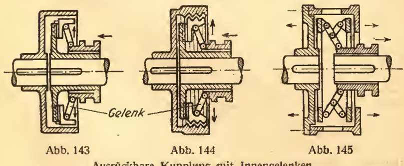


Abb. 143 Abb. 144 Abb. 145
Ausrückbare Kupplung mit Innengelenken

Schaltbewegung der Hülse stoßfrei. Reibungskupplungen für Kraftfahrzeuge bestehen in großer Zahl als Sonderausführungen (z. B. Lamellenkupplungen).

4) **Elastische Kupplungen** zur Stoßdämpfung in unruhigen Betrieben. Nach Abb. 146 ist ein endloses elastisches Band (z. B. Leder oder Gummi) zwischen beiden Kupplungsseiten abwechselnd über nebeneinander angeordnete Knaggen beider Kupplungsscheiben geführt.

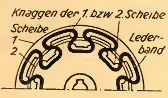


Abb. 146 Lederbandkupplung

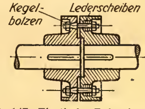


Abb. 147 Elastische Bolzenkupplung

Nach Abb. 147 trägt die linke Kupplungsscheibe feste keglig eingesetzte Bolzen, deren freie Enden in zugehörige, mit Lederscheiben ausgelegte Bohrungen der rechten Kupplungsscheibe greifen. Beim Kupplungsvorgang nehmen die Lederscheiben den Druck der Bolzen elastisch auf.

5) **Sicherheitskupplungen** zum Schutz gegen zu hohe Leistungsaufnahme. Abb. 148 zeigt eine Rutschkupplung mit beiderseits zweiteiligen Kupplungshälften. Die rechts einzuführende Welle nimmt einen mit zugehöriger Scheibe verschraubten, doppelkegligen Kuppelring mit, der in einer ebenfalls doppelkegligen Gegenfläche der linken Kupplungshälfte reibt. Die federbelastete Verschraubung der beiden linksseitigen Kegelteile gestattet die Einstellung der aufeinander reibenden Teile auf eine bestimmte Übertragungsleistung im Dauerbetrieb. Bei Leistungsüberschreitung rutschen beide Kupplungsseiten so aufeinander, daß der Leistungsüberschuß als Wärme verlorengeht. Um diese in erträglichen Grenzen zu halten, ist Schmierung der Reibflächen vorgesehen. Die angetriebene Welle erhält so nur die vorgesehene Leistung und kann daher keine unzulässigen Kräfte übertragen.

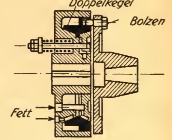


Abb. 148 Rutschkupplung

6) **Sonderausführungen.** Die Vielgestaltigkeit der jeweils gestellten Aufgaben macht eine Aufzählung unmöglich. Es seien daher nur einige Beispiele genannt. Schleuderkraftkupplungen schalten einen Motor erst nach Erreichung einer vorgeschriebenen Umlaufzahl durch Fliehkraftgewichte auf die getriebene Welle. — Freilaufkupplungen mit Klinken und Sperrzahnrädern übertragen nur in einer Richtung und laufen

entgegengesetzt leer. In Verbindung mit Kugeln oder Walzen, die in Scheibenausschnitten liegen und bei Umkehr der Drehrichtung aus diesen heraustreten, wird die Freilaufkupplung zugleich bei Fahrrädern als Rücktrittbremse benutzt. — Fernschreiber mit umlaufender Druckwelle haben Kupplungen mit Selbstauslösung nach 360° Drehung. — Die Feinmechanik kennt elektromagnetische Kupplungen mit feinregelbarer Kuppelkraft. — Im Kraftfahrzeugbetrieb sind beide mit dem Motor gekuppelten Hinterräder durch die Ausgleichskupplung (Differential) zur Schonung der Bereifung gegen unnötigen Verschleiß in Wegkrümmungen gegeneinander verdrehbar. — Motorboote haben ausrückbare Umkehrkupplungen für Vorwärts-, Leer- und Rückwärtsgang.

Keile

Im Maschinenbau werden zur Herstellung zuverlässig festsitzender und wieder lösbarer Verbindungen Keile benutzt. Man versteht unter einem Keil ein flaches, längliches Werkstück mit zueinander schräg gestellten Längsseiten, wie Abb. 149 erkennen läßt. Er wird in zu seiner Form passende Aussparungen der miteinander zu verbindenden Teile unter einseitigem Anliegen an diese eingetrieben. Infolge seiner Schräge bringt er beide noch unverbundene Teile während des Eintreibens einander näher und näher und hält sie dann fest und bleibend zusammen. Die zwischen Keil und verkeilten Teilen bestehende Reibung sorgt bei passender Auswahl des Verhältnisses zwischen Steighöhe und Länge des Keils, d. h. der „Keilschräge" oder des „Anzugs", für den Fortbestand der „selbsthemmenden" Verbindung. Kleine Anzugswinkel begünstigen die Selbsthemmung, große Anzugswinkel schwächen oder heben diese auf. Ein Keil ist durch seine Steighöhe und durch die Auswahl der Werkstoffe hinsichtlich ihrer gegenseitigen Reibung (Reibungsziffer) eindeutig in seiner Wirkung festgelegt. Der Anzug für öfters zu lösende Keilverbindungen liegt bei 1 : 10 bis 1 : 15, seltener bis 1 : 25, und wird für dauernd bleibende Verbindungen bis zu 1 : 100 gewählt.

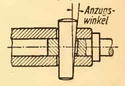


Abb. 149 Keilverbindung

Schlanke Keile haben infolge ihres geringen Anzugswinkels einen sehr strammen Sitz, sind leicht einzutreiben und schwer zu lösen; die von ihnen ausgeübten Kräfte sind groß. Solche Keile können bei ungeschickter Handhabung während des Eintreibens zu Zerstörungen führen! Bei stumpfen Keilen liegen die Verhältnisse entsprechend umgekehrt. Zu große Schräge würde eine Selbsthemmung des Keiles gegen unbeabsichtigtes Lösen der Verbindung wegen zu geringer Reibung ausschließen.

Man unterscheidet Querkeile und Längskeile sowie Hülsen- oder Konuskeile. Abb. 150 zeigt einen Querkeil als Verbindungsglied zwischen einer

Kolbenstange und dem zu ihrer Geradführung dienenden Kreuzkopf. Der Keil wird an den Auflageflächen auf Druck, an den Stellen des Richtungs-

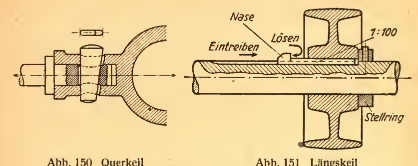


Abb. 150 Querkeil

Abb. 151 Längskeil

wechsels zwischen den äußeren Kräften auf Abscherung und außerdem in seiner Mitte auf Biegung beansprucht. Diese Wirkungen bestimmen seine Abmessungen.

Abb. 151 ist die Skizze einer Längskeilverbindung zwischen einer Welle und der Nabe einer aufgeschobenen Scheibe. Welle und Scheibe tragen entsprechende Ausfräsungen. Wegen der in Wellenrichtung erfolgenden Eintreibung des Keiles muß die Aussparung in der Welle länger als die doppelte Keillänge gewählt werden. Fehlt es am Vorderende des Keiles für seine Herausnahme an Platz für das Ansetzen des Werkzeugs, so erhält er am Hinterende eine Nase zum Herausschlagen; man spricht dann von „Nasenkeilen".

Unter den Keilen sind weiter zu unterscheiden:

Keile mit Anzug (1 : 100) zur Sicherstellung der Verbindung durch selbsthemmende Wirkung der Reibung, sowie

Keile ohne Anzug, sogenannte Federn, als reine Mitnehmerverbindung wirkend.

Abb. 152 Einlegekeil

Platzmangel neben der Nabe kann zum Gebrauch von Einlegekeilen nach Abb. 152 zwingen; hier ist der Anzug in die Nabe verlegt und wird beim Aufschieben der Nabe auf die Welle wirksam. Die Drehmomentübertragung (Umfangskraft · Wellenhalbmesser) ergibt eine hohe Beanspruchung zwischen Keil und Welle; diese Ausführung ist daher nur für kleinere Drehmomente geeignet. Für die Übertragung ebenfalls nicht zu großer Drehmomente wird der Nasen-

hohlkeil nach Abb 153 benutzt, dessen Innenfläche an der Wellenoberfläche unmittelbar anliegt und von dieser nur durch Reibungsschluß mitgenommen wird. — Für Wellen mit wechselnder Umlaufrichtung und großem Drehmoment verwendet man die in Abb. 154 dargestellte Tangentialkeilverbindung, deren zur Drehrichtung nahezu tangentiale Druckbeanspruchung besonders günstig ist. Um einfache Bearbeitungsflächen in Welle und Nabe zu erhalten, werden die Tangentialkeile immer paarweise benutzt. Der Anzug liegt zwischen den einander zugewandten Flächen des Keilpaares und ist 1 : 100 gewählt. Gewöhnlich werden zwei gegeneinander um 120° versetzte Keilpaare verwendet.

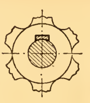


Abb. 153
Nasenhohlkeil



Abb. 154
Tangentialkeil

Federn

Den Wellenkeilverbindungen haftet der Nachteil an, daß sich bei ihrem Anziehen meist eine leichte Verspannung und Verbiegung der Welle nicht vermeiden läßt. Daher „schlagen" die aufgekeilten Räder gewöhnlich etwas. Wenn dies, wie unter anderem bei Werkzeugmaschinen und Anlageteilen der Feinmechanik, nicht zugelassen werden darf, so greift man an Stelle der Keilverbindungen zu den „Federverbindungen". Die, wie schon erwähnt, als Keile ohne Anzug aufzufassenden Federn finden Verwendung als Paßfedern, Gleitfedern und Scheibenfedern. Wie Abb. 155 erkennen läßt, erhält die Feder in der zugehörigen Nabennut stets ein geringes Spiel. Federn sind gegen Herausfallen zu sichern. Große Ausführungen werden mit der Welle verschraubt und erhalten notfalls Gewinde für eine Abdruckschraube zum bequemen Lösen.

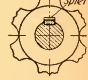


Abb. 155
Federverbindung

In Abb. 156 ist ein Wellenzapfen mit herausgenommener Paßfeder dargestellt. Deutlich erkennbar sind die runden Stirnflächen, mit denen die Paßfeder, wie der Name andeutet, genau in die Wellenausfräsung paßt. Aus Abb. 157 ist zu ersehen, wie größere Paßfedern gegen Herausfallen gesichert werden. — Paßfedern mit geraden Stirnflächen werden gemäß Abb. 158 durch einen in die Welle eingesetzten Stift gegen Längsverschiebung gesichert. — Als Sonderfall der Paßfeder sei noch der „Rundkeil" nach Abb. 159 erwähnt, dessen Verwendung auf Stirnflächen beschränkt ist, die ein späteres Lösen nicht mehr erforderlich machen, so z. B. für fest eingebaute Getrieberäder oder für Kurbeln.

Die zur Führung auf der Welle verschiebbarer Teile dienende Gleitfeder entspricht in ihrer Ausführung der Paßfeder mit gerader Stirn. Kleine Ausführungen werden entweder fest in die Welle eingepaßt oder mit ihr verstemmt; größere Ausführungen dagegen werden nach Bedarf mit einer oder mehreren Schrauben gesichert. — Die Scheibenfeder nach Abb. 160 wird gern im Werkzeugmaschinenbau benutzt. Als ein in die durch einen Scheibenfräser hergestellte Nut eingesetzter Kreisabschnitt ist sie billig in der Herstellung und Verarbeitung.

Abb. 156 Paßfeder

Als eine Art vervielfachte Gleitfederverbindung sei noch die für große Genauigkeit und große Kraftübertragung besonders geeignete Keilwelle mit Keilnabe nach Abb. 161 erwähnt, deren Vorzüge noch durch das Fehlen jeglicher Schwächung des Wellenquerschnitts und durch den Fortfall des Eckens der verschiebbaren Teile

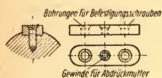


Abb. 157 Schraubensicherung einer Feder

Abb. 158 Stiftsicherung einer Feder

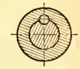


Abb. 159 Rundkeil

vergrößert werden. Die Ausführung ist entsprechend teurer, was aber durch die Vorteile der erfüllten hohen Anforderungen aufgewogen wird.

Längskeile und Federn werden auf Flächenpressung und Abscherung beansprucht. Wegen der schwierig durchzuführenden Berechnung hält man sich an die durch Erfahrung bewährten Formen und Abmessungen, die in den einschlägigen Normen für Keile, Federn, Werkzeuge und Werkzeugmaschinen, Fräser, Kreiselpumpen und Kreiselgebläse festgelegt sind.

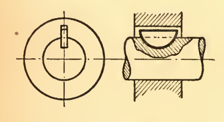


Abb. 160 Scheibenfeder

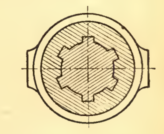


Abb. 161 Keilwelle

Hülsen- oder Konuskeile

Auf den normal mit zylindrischem Futter ausgerüsteten Bohrmaschinen werden gelegentlich unter anderen auch Bohrer, Fräser und Reibahlen mit Hülsenkeil nach Abb. 162, dem sogenannten „Morsekonus" *a*, verwendet. Die Werkzeuge faßt man in einem auf der zugewandten Seite keglig ausgebohrten Zwischenfutter *b* und befestigt sie durch leichte Schläge in der Achsenrichtung. Die Herausnahme erfolgt nach Einführung eines gewöhnlichen Flachkeiles in eine dazu passend vorgesehene radiale Aussparung der Hülse durch einen leichten, in Achsrichtung geführten Schlag gegen diesen. Der Schlag überträgt sich dann auf das Werkzeug und gibt es frei. Vielfach erhalten auch in Hülsen eingesetzte Stangen einen kegligen Sitz. Es handelt sich hierbei meist um schwer lösbare oder bleibende Verbindungen, denen im Bedarfsfalle zur Erhöhung der Haltekraft das Warmaufziehen mit Schrumpfen bei Abkühlung an die Seite gestellt wird. — Bei derartigen Verbindungen ist größte Vorsicht am Platze, da bei zu schlankem Kegel und dementsprechend sehr starken Sitzkräften leicht ein Platzen der Hülse verursacht werden kann.

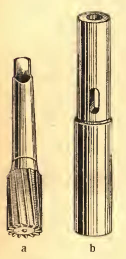


Abb. 162 Hülsenkeil

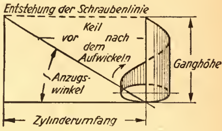


Abb. 163 Schraubenlinie

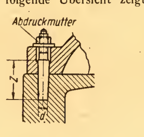
Es sei hier noch an die schon früher besprochenen Schrauben erinnert, die als Sonderform der Keilverbindung aufzufassen sind und daher nicht unerwähnt bleiben dürfen. Die Wirkungsweise der Schraube erklärt sich gemäß Abb. 163 aus dem Vergleich der Schraubenlinie mit der Aufwicklung eines auf Hochkant gestellten Keiles auf einen Kreiszylinder. Man erkennt einerseits das übereinstimmende Verhalten zwischen schlanken Keilen und feingängigen Gewinden: Mit kleiner Verstellkraft, bei den Schrauben in Drehrichtung verstanden, üben diese große Kräfte in der Achsrichtung aus; sie können sich infolge des kleinen Anzugs- oder Steigungswinkels durch die dadurch bedingte große Reibung in ihrer Stellung selbst festhalten (Selbsthemmung). Im Gegensatz dazu steht anderseits das Verhalten von Keilen mit großem Anzugswinkel und steilgängigen Ge-

winden, die sich wegen der hiermit verbundenen ungenügenden Reibung nicht selbst in ihrer Stellung halten können und gegen Verschiebung gesichert werden müssen. Bei vergleichsweise gleich großer Verstellkraft üben die steilgängigen, wegen des verfügbaren Platzes meist mit Mehrfachgewinde ausgeführten Schrauben in jedem einzelnen Gewinde wesentlich geringere Kräfte in der Achsrichtung aus. Die erhöhte Zahl der Gewinde gleicht jedoch diesen Mangel entsprechend wieder aus.

Paßstifte

Es gibt Maschinenteile, die genau ausgerichtet aufeinander sitzen und zuweilen gelöst werden müssen, z. B. Lagerdeckel auf dem Unterteil, Zylinderköpfe auf dem Zylinderblock usw. Einfache Befestigungsschrauben genügen hierbei nicht zum sorgfältigen Zusammenbau dieser Maschinenteile. Ungenauer Sitz der Teile bewirkt starken Verschleiß und ihre frühzeitige Zerstörung. Um den genauen Sitz der Teile nach jedem Lösen wieder zu erreichen, werden Paßstifte verwendet. Die folgende Übersicht zeigt

Abb. 164
Paßstift



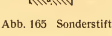


Abb. 165 Sonderstift

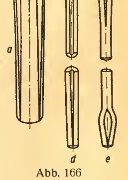


Abb. 166
Kerb- und Spannstifte

die vielgestaltige Form und die Verwendbarkeit der Paßstifte, die einheitlich mit 1 : 50 Anzug aus möglichst hartem Werkstoff gefertigt werden. Könnte der nach Abb. 164 gefertigte Paßstift, an dessen Stelle auch ein sehr genauer Zylinderpaßstift mit Preßsitz verwendet werden kann, nicht wieder herausgeschlagen werden, so benutzt man Sonderstifte mit Gewindezapfen und Abdrückmutter nach Abb. 165. Beim Einbau von Lagern, Montageplatten usw. sind stets zwei, möglichst weit auseinandergerückte Paßstifte nötig, da ein einziger Stift noch die Drehung eines Teiles zuließe. Die Verwendung von mehr als zwei Stiften ist jedoch zu vermeiden. Zu den Paßstiften rechnet man auch die Kerb und Spannstifte, von denen Abb. 166 verschiedene Ausführungsformen zeigt. Gemäß Abb. 166*a* hat ein solcher Stift drei eingewalzte oder eingedrückte Kerbfurchen, die nach Bedarf über die ganze oder nur einen

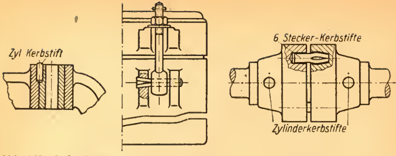


Abb. 167 Befestigung einer Büchse

Abb. 168 Verschlußbolzen

Abb. 169 Steckerkerbstift

Teil der Länge reichen. Man unterscheidet: Zylinderstifte (166*b*), Paßkerbstifte (166*c*), kegelige Kerbstifte (166*d*) und Steckerstifte (166*e*). Als Werkstoff dient neben gezogenem Rundstahl auch Aluminium, Messing und Kupfer. Die Abb. 167 bis 169 zeigen einige Anwendungsbeispiele. In Abb. 167 ist die Befestigung einer Büchse dargestellt. Abb. 168 stellt die Anbringung eines Verschlußbolzens dar. Abb. 169 zeigt die Ausnutzung von Steckerkerbstiften zu Kupplungszwecken zwischen zwei Flanschen. Schließlich seien noch die in der Herstellung sehr billigen und vielseitig verwendbaren Spannstiftverbindungen genannt. Die Ausführung als durchgehend geschlitzter Hohlzylinder aus Federstahl ist in Abb. 170 gezeigt, während in Abb. 171 als Anwendungsbeispiel das Einpassen eines Gehäusedeckels mittels Spannstift gezeigt wird.

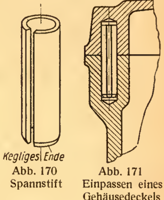


Abb. 170 Spannstift

Abb. 171 Einpassen eines Gehäusedeckels

Nietverbindungen

Es ist allgemein bekannt, daß Schraubenverbindungen sich im Laufe der Zeit und besonders bei wiederholter Erschütterung selbsttätig lösen und daher immer überprüft werden müssen. Bei Bau- und Maschinenteilen, wie z. B. Brücken und Druckbehältern, von denen unbedingte Sicherheit gefordert wird, müssen die Verbindungen besonders gesichert oder durch andere, zuverlässige ersetzt werden. Eine sichere Verbindung ist unter anderem die unlösbare Nietverbindung. Im 2. Teil, S. 153 und folgende, wurde schon über die verschiedenen Arten der Niete

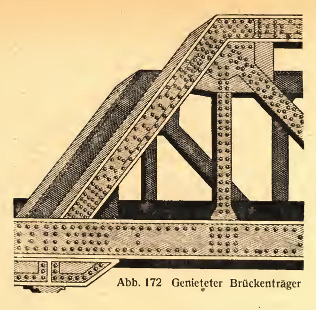


Abb. 172 Genieteter Brückenträger

und ihre Verwendung geschrieben. Im Brückenbau (Abb. 172) und Behälterbau (Abb. 173) wurde die Nietverbindung vielfältig angewendet. Zwei Bleche oder Träger können in einfacher Weise so verbunden werden, daß man die Teile übereinanderlegt, bohrt und die Niete durchzieht (Abb. 174a). Diese Nietung wird Überlappungsnietung genannt. Werden die Bleche aneinandergestoßen und durch eine über den Stoß gelegte Lasche verbunden, so erhalten wir eine Laschennietung (Abb. 174b). Daneben gibt es dann noch die Doppellaschennietung (Abb. 174c). Die Verbindung mehrerer Teile durch eine Reihe von Nieten (Abb. 175) erfordert eine genaue Anordnung der Bohrlöcher. Von einer Seite wird durch das gemeinsame Bohrloch (Nietloch) ein Niet mit dem Nietschaft so weit durchgesteckt, bis der Setzkopf dicht am Werkstoff anliegt (Abb. 176). Der Schließkopf wird nun durch Hämmern angestaucht. Damit der Niet hierbei nicht wieder aus dem Nietloch herausfliegt, erhält der Niet einen Widerhalt durch einen Gegenhalter (Abb. 177). Der Kopf des Gegenhalters ist der Kopfform des verwendeten Niets entsprechend ausgebildet. Wie aus der Zeichnung (Abb. 176) zu erkennen ist, reicht der Nietschaft ein erhebliches Stück, nämlich um die Zugabe Z, aus dem Nietloch hervor. Diese Zugabe wird einmal gebraucht, um den Nietschaft zu stauchen, bis er das Bohrloch vollkommen ausfüllt, und zweitens, um den Schließkopf bilden zu können. Damit der Nietkopf seine gewünschte Form erhält, wird auf den überragenden Schaft ein Setzhammer mit einer entsprechenden Hohlform gesetzt, auf den dann mit schweren Niethämmern kräftige Schläge geführt werden.



Abb. 173 Genieteter Behälter[1]

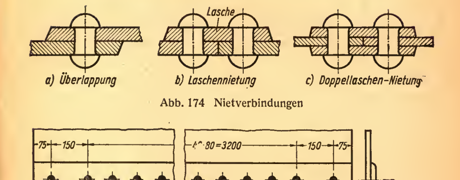


Abb. 174 Nietverbindungen

Abb. 175 Einseitige Nietanordnung

[1] Abb. 173 wurde von der Firma Kölsch-Fölzer-Werke A.G., Siegen i. W., zur Verfügung gestellt.

Bei umfangreichen Nietungen benutzt man sogenannte Preßlufthämmer (Abb. 178). Die Anzahl der Niete einer Vernietung wird nach der geforderten Festigkeit, Belastung und Dichtung berechnet. Der Abstand der Niete untereinander muß so groß sein, daß die Festigkeit der Werkstücke durch die Bohrlöcher nicht gefährdet wird. Daraus ergibt sich sehr oft die Notwendigkeit, die erforderlichen Niete in mehreren Reihen anzuordnen. Die Niete einer Reihe werden dabei meistens auf die Lücke der vorhergehenden gesetzt (Abb. 179). Die Größe der Niete richtet sich nach der Größe der aufzunehmenden Kräfte. Wählt man die Niete

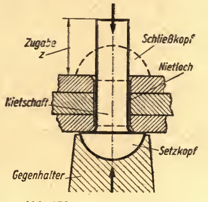


Abb. 176 Vorbereitete Nietung

zu klein, so kann z. B. der Nietschaft abgeschert werden (Abb. 180). Die genieteten Bleche wirken wie die Messer einer Schere, sie zerschneiden den Nietschaft. Beim Behälterbau (siehe Abb. 173) wird neben der Festigkeit noch verlangt, daß die Vernietung auch dicht ist. Man spricht in diesem Falle von einer Dichtnietung.

Die einfache Nietung reicht nicht aus, zu verhindern, daß z. B. bei einem mit Flüssigkeit gefüllten Behälter die Flüssigkeit an den Blechkanten heraustritt. Die Kanten werden zur Abdichtung mit einem Stemmeisen verstemmt (Abb. 181 a). Damit das Stemmeisen bei der Arbeit nicht abgleitet, werden die Blechkanten unter einem Winkel von 15° abgeschrägt. Gasbehälter und besonders Dampfkessel müssen gleichzeitig absolut dicht sein und einen großen Druck aushalten. Hierfür wird eine besondere Art der Vernietung, die sogenannte Dampfkesselnietung (Abb. 181 b) verwendet. Die verstemmten Blechkanten würden ein Abblasen von Dampf an diesen Kanten verhindern, an den Nieten selbst können aber noch Undichtigkeiten zurückbleiben. Um sie zu beseitigen, werden alle Nieten rings um den Nietkopfrand herum ebenfalls verstemmt (Abb. 181 b). Da der Nietkopf hierdurch verkleinert wird, erhalten die Niete für den Dampfkesselbau von vornherein einen entsprechend breiteren

Kopf. Die Maßverhältnisse der Niete und der zu wählenden Lochabstände sind in den „Technischen Tabellen“ angegeben.



Abb. 177 Nietung[1]

Die Niete werden aus gut dehnungsfähigem, zähem Werkstoff gefertigt, damit sie die bei der Vernietung entstehenden Formänderungen aushalten, ohne einzureißen oder zu zerblättern.

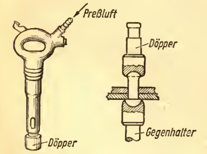


Abb. 178 Preßlufthammer

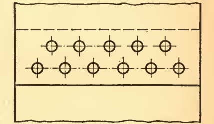


Abb. 179 Zweireihige Vernietung

[1] Abb. 177 wurde von der Firma Maschinenfabrik Surth, Zweigniederlassung der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen AG., Surth bei Köln, zur Verfügung gestellt.

Im Leichtmetallbau, insbesondere dem Flugzeugbau, würde sich in den meisten Fällen eine Nietung nicht durchführen lassen, weil die Zugäng-

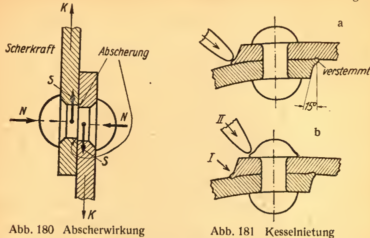


Abb. 180 Abscherwirkung

Abb. 181 Kesselnietung

lichkeit zu den Nieten wegen der räumlichen Beschränktheit nur einseitig möglich ist. Eine Lösung hat für diese Fälle die Sprengnietung gebracht (Abb. 182). Der Nietschaft erhält einen Hohlraum, in dem eine kleine

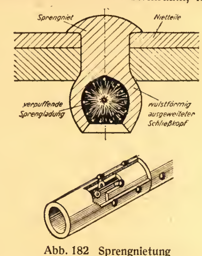


Abb. 182 Sprengnietung

Sprengladung untergebracht wird. Die Sprengladung wird elektrisch zur Entzündung gebracht. Durch die erfolgende Explosion wird das Ende des Nietschaftes aufgetrieben, die Nietung ist erreicht.

Lösungen zu den Übungsaufgaben

Fachkunde

1) Rechnungsgang: Die indizierte Leistung der Maschine wird für die Deckel- und die Kurbelseite getrennt berechnet. Die Berechnung erfolgt nach den auf S. 25 abgeleiteten Formeln:

$$N_{iD} = \frac{F_D \cdot p_{mD} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [PS]}$$

$$N_{iK} = \frac{F_K \cdot p_{mK} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [PS]}$$

In der ersten Gleichung sind bekannt: der mittlere indizierte Druck p_{mD}, der Hub s und die Drehzahl n. Die wirksame Kolbenfläche auf der Deckelseite F_D wird aus dem Zylinderdurchmesser D errechnet. Es ist $F_D = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$.
In der zweiten Gleichung sind ebenfalls der mittlere Druck p_{mK}, der Hub s und die Drehzahl n bekannt. Die wirksame Kolbenfläche auf der Kurbelseite wird ermittelt aus dem Zylinderdurchmesser D und dem Kolbenstangendurchmesser d. Es ist $F_K = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$.

In beiden Gleichungen sind F_D bzw. F_K in cm² und der Hub s in m einzusetzen.

Zur Berechnung der gesamten indizierten Leistung sind die beiden für N_{iD} und N_{iK} gefundenen Werte zusammenzuzählen. Es ist dann $N_i = N_{iD} + N_{iK}$. Um die effektive Leistung zu berechnen, hat man die indizierte Leistung N_i mit dem mechanischen Wirkungsgrad η_m zu multiplizieren. Es ist $N_e = N_i \cdot \eta_m$.

Lösung: Es ist:
Hub $s = 1140$ mm $= 1{,}14$ m
Drehzahl $n = 120$ U/min
Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = 0{,}92$
Mittlerer indizierter Druck auf der Deckelseite $p_{mD} = 2{,}6$ kg/cm²
Mittlerer indizierter Druck auf der Kurbelseite $p_{mK} = 2{,}7$ kg/cm²
Zylinderdurchmesser $D = 620$ mm $= 62$ cm
Kolbenstangendurchmesser $d = 90$ mm $= 9$ cm

Wirksame Kolbenfläche auf der Deckelseite:

$$F_D = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{62^2 \cdot 3{,}14}{4} = 3019 \text{ cm}^2$$

Kolbenstangenquerschnitt: $\frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{9^2 \cdot 3{,}14}{4} = 64 \text{ cm}^2$

Wirksame Kolbenfläche auf der Kurbelseite:

$$F_K = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 2955 \text{ cm}^2$$

Indizierte Leistung auf der Deckesleite:

$$N_{iD} = \frac{F_D \cdot p_{mD} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{3019 \cdot 2{,}6 \cdot 1{,}14 \cdot 120}{60 \cdot 75} \approx 240 \text{ PS}$$

Indizierte Leistung auf der Kurbelseite:

$$N_{iK} = \frac{F_K \cdot p_{mK} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{2955 \cdot 2{,}7 \cdot 1{,}14 \cdot 120}{60 \cdot 75} \approx 243 \text{ PS}$$

Gesamte indizierte Leistung der Maschine:

$$N_i = N_{iD} + N_{iK} = 240 + 243 = 483 \text{ PS}$$

Effektive Leistung:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 483 \cdot 0{,}92 \approx 445 \text{ PS}$$

Die indizierte Leistung der Maschine beträgt $N_i = \mathbf{483\ PS}$, ihre effektive Leistung $N_e = \mathbf{445\ PS}$.

2) Rechnungsgang: Da der mittlere indizierte Druck auf Deckel- und Kurbelseite in beiden Zylindern gleich angenommen ist und wegen der durchgehenden Kolbenstangen die wirksamen Kolbenflächen in beiden Zylindern auf Deckel- und Kurbelseite ebenfalls gleich sind, hat man die Leistung einer Kolbenseite zu berechnen und den gefundenen Wert mit 4 malzunehmen. Die Berechnung der indizierten Leistung erfolgt nach der Gleichung:

$$N_i = 4 \cdot \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [PS]}$$

Die wirksame Kolbenfläche ergibt sich zu:

$$F = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

Da F in cm^2 einzusetzen ist, hat man die in mm angegebenen Werte für D und d in cm umzuwandeln. Der Hub ist wieder in m einzusetzen. Die effektive Leistung ergibt sich wie in Aufgabe 1 aus $N_e = N_i \cdot \eta_m$.

Lösung: Es ist:
Mittlerer indizierter Druck $p_m = 3$ kg/cm²
Hub $s = 1\,500$ mm $= 1{,}5$ m
Drehzahl $n = 50$ U/min; $\eta_m = 90\% = 0{,}90$
Zylinderdurchmesser $D = 900$ mm $= 90$ cm
Kolbenstangendurchmesser $d = 120$ mm $= 12$ cm

Wirksame Kolbenfläche: $F = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{90^2\,\pi}{4} - \frac{12^2\,\pi}{4} = 6362 - 113$

$$F = 6249 \text{ cm}^2$$

Indizierte Leistung: $N_i = 4 \cdot \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = 4 \cdot \frac{6249 \cdot 3 \cdot 1{,}5 \cdot 50}{60 \cdot 75}$

$$= 4 \cdot 312{,}45 = 1\,249{,}80 \approx 1\,250 \text{ PS}$$

Effektive Leistung: $N_e = N_i \cdot \eta_m = 1250 \cdot 0{,}90 = 1\,125$ PS

Die indizierte Leistung beträgt $N_i = \mathbf{1250\ PS}$,

die effektive Leistung $N_e = \mathbf{1125\ PS}$.

3) Rechnungsgang: Der Längsschnitt eines Kegels wird durch seine Höhe h in zwei rechtwinklige Dreiecke geteilt. Die Mantellinie m ist in diesem Dreieck die Hypotenuse und die Kegelhöhe h eine Kathete. Die zweite Kathete ist der Halbmesser r des Grundkreises, der sich aus der Gleichung $h^2 + r^2 = m^2$ berechnen läßt. Der Durchmesser des Grundkreises ist $d = 2r$.

Lösung: Aus der Gleichung $h^2 + r^2 = m^2$

ergibt sich $r^2 = m^2 - h^2$

und daraus $r = \sqrt{m^2 - h^2}$

$r = \sqrt{32^2 - 28^2} = \sqrt{1024 - 784} = \sqrt{240} = 15{,}5$ cm

Der Durchmesser ist $d = 2r = 2 \cdot 15{,}5 = 31$.

Der Durchmesser des Grundkreises wird **31 cm** groß.

4) Rechnungsgang: Der Querschnitt durch die Anfahrtrampe ergibt ein rechtwinkliges Dreieck. Hierin ist die Rampenbahn gleich der Hypotenuse c; Bodenlänge und Steighöhe bilden die Katheten a und b. Die Länge der Rampenbahn ist aus der Gleichung $c^2 = a^2 + b^2$ zu errechnen.

Lösung: Aus der Gleichung $c^2 = a^2 + b^2$ folgt

$c = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{15^2 + 1{,}5^2} = \sqrt{225 + 2{,}25} = \sqrt{227{,}25} = 15{,}1$ m

Die Länge der Rampenbahn beträgt **15,1 m.**

5) Rechnungsgang: Der Querschnitt durch die Böschung (Abb. 183) ergibt ein rechtwinkliges Dreieck mit den Katheten 4 m und 6 m. Der Böschungswinkel ist der spitze Winkel am Boden, wir bezeichnen diesen mit α. In dem rechtwinkligen Dreieck ist $\operatorname{tg} \alpha = \frac{4}{6} = 0{,}6667$.

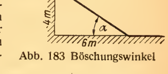


Abb. 183 Böschungswinkel

$\alpha = 33° \, 40'$ (Technische Tabellen, S. 14).

Der Böschungswinkel ist **33° 40′** groß.

6) Rechnungsgang: Spindelmitte, Länge des Konus und Verstellmaß s bilden ein rechtwinkliges Dreieck (Abb. 184).

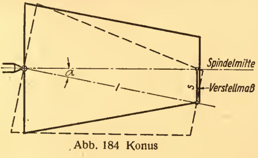


Abb. 184 Konus

Die Länge l des Konus entspricht der Hypotenuse des rechtwinkligen Dreiecks. Eine Kathete wird durch das Verstellmaß s gebildet. Dieser Seite liegt der Winkel α gegenüber. Es ist also

$$\sin\alpha = \frac{s}{l}$$

Daraus folgt: $s = l \cdot \sin\alpha$

Lösung: Für $\alpha = 3°$ ist $\sin\alpha = 0{,}0523$ (vgl. Technische Tabellen, S. 12), damit wird $s = 280 \cdot 0{,}0523 = 14{,}6$ mm.

Das Verstellmaß beträgt **14,6 mm.**

7) Rechnungsgang: Aus der Abb. 185 ist das rechtwinklige Dreieck ABC zu erkennen. In diesem Dreieck ist der Einstellwinkel α enthalten. Eine Kathete ist gleich der Länge l, die Länge der zweiten Kathete ergibt sich als Unterschied der Halbmesser $\frac{D}{2}$ und $\frac{d}{2}$, also gleich $\frac{D}{2} - \frac{d}{2}$. Der Winkel α errechnet sich dann aus:

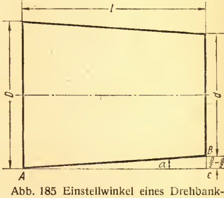


Abb. 185 Einstellwinkel eines Drehbankschlittens

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}{l} = \frac{100 - 85}{280} = \frac{15}{280} = 0{,}0535$$

$$\alpha = 3°$$

Der Einstellwinkel des Schlittens ist **3°.**

Aus der Naturlehre

8) Rechnungsgang:

a) Die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades ergibt sich aus der Gleichung: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$. Da die Drehzahl n bekannt ist, haben wir ihren Zahlenwert in die Gleichung einzusetzen und die rechte Seite der Gleichung auszurechnen.

b) Die Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich aus der Beziehung $v = r \cdot \omega$. Da der Kolbenhub (= Kurbelkreisdurchmesser) mit 130 mm bekannt ist, so beträgt die Länge des Kurbelarmes (= Kurbelkreishalbmesser) $r = \frac{130}{2} = 65$ mm. Dieser Wert ist in m umzurechenn, da die Geschwindigkeit in m/s ausgedrückt wird. Für ω ist der unter a) ermittelte Wert einzusetzen.

Lösung: Es ist:

Kolbenhub = 130 mm; daraus
Kurbelkreishalbmesser $r = \frac{130}{2} = 65$ mm = 0,065 m
Drehzahl $n = 1200$ U/min.

a) $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 1200}{30} = 3{,}14 \cdot 40 = 125{,}6/\text{s}$

b) $v = r \cdot \omega = 0{,}065 \cdot 125{,}6 = 8{,}16$ m/s.

Die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades beträgt $\underline{\underline{\omega = 125{,}6/\text{s}}}$.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens ist $\underline{\underline{v = 8{,}16 \text{ m/s}}}$.

9) Rechungsgang: Der Straßenbahnwagen fährt aus der Ruhelage an, daher ist seine Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 0$. Ferner sind die Endgeschwindigkeit $v_e = 18$ km/h und die Anfahrzeit bis zur Erreichung dieser Geschwindigkeit $t = 8$ s bekannt. Da von den fünf Größen v_a, v_e, b, t und s drei gegeben sind, kann man die beiden restlichen berechnen.

Die erforderlichen Gleichungen seien zusammengefaßt noch einmal hier aufgeführt:

1) $v_e = v_a + b \cdot t$ 2) $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$

3) $s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}$ 4) $s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b}$

a) Berechnet werden soll die Beschleunigung. Da v_a, v_e und t bekannt sind, läßt sich b aus der Gleichung 1) ermitteln. Die Gleichung ist zu diesem Zweck nach b aufzulösen. v_e ist in m/s umzurechnen.

b) Will man den Anfahrweg errechnen, so wendet man bei den uns bekannten Werten zweckmäßigerweise die Gleichung 2) an und setzt die Werte für v_a, v_e und t ein. Zu demselben Ergebnis kommt man auch, wenn man s aus den Gleichungen 3) und 4) errechnet, indem man für b den unter a) ermittelten Wert einsetzt.

Lösung: Es ist: $v_a = 0$; $v_e = 18 \text{ km/h} = \frac{18000}{3600} = 5$ m/s; $t = 8$ s

a)
$$v_e = v_a + b \cdot t$$
$$v_a + b \cdot t = v_e$$
$$b \cdot t = v_e - v_a$$
$$b = \frac{v_e - v_a}{t}$$
$$= \frac{5 - 0}{8}$$
$$b = \frac{5}{8} = 0{,}625 \text{ m/s}^2$$

b)
$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$
$$= \frac{0 + 5}{2} \cdot 8$$
$$= 2{,}5 \cdot 8$$
$$= 20 \text{ m}$$

Die Beschleunigung beträgt $\underline{\underline{b = 0{,}625 \text{ m/s}^2}}$, der Anfahrweg ist $\underline{\underline{s = 20 \text{ m}}}$.

Nach Gleichung 3) ist $s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2} = 0 \cdot 8 + \frac{0{,}625 \cdot 8^2}{2} = \frac{0{,}625 \cdot 64}{2}$

$= 0{,}625 \cdot 32 = \underline{\underline{20 \text{ m.}}}$

Nach Gleichung 4) ist $s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2 \cdot b} = \frac{5^2 - 0^2}{2 \cdot 0{,}625} = \frac{25}{1{,}25} = \underline{\underline{20 \text{ m.}}}$

10) Rechnungsgang: Bekannt sind der Durchmesser des Schwungrades, die Drehzahl der Maschine und die Anlaufzeit bis zur Erreichung der vollen Drehzahl. Da die Maschine aus der Ruhelage anläuft, so ist die Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 0$.

a) Die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades bei voller Drehzahl ergibt sich aus dem Durchmesser d und der Umdrehungszahl n nach der bekannten Gleichung $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$ [m/s]. Diesen Wert für v haben wir als Endgeschwindigkeit in unsere weitere Rechnung einzusetzen.

b) Der Weg, den ein Punkt auf dem Radumfang während des Anfahrens der Maschine zurücklegt, kann ermittelt werden aus der Formel 2) für die gleichförmig beschleunigte Bewegung. Denn es sind v_a und t gegeben, v_e ist unter a) berechnet. Es ist $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$.

c) Da wir den Weg s, den ein Punkt am Radumfang während des Anfahrens zurücklegt, unter b) bestimmt haben, läßt sich die Beschleunigung am Radumfang aus Gleichung 3) oder 4) berechnen. Gleichung 3): $s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}$, Gleichung 4): $s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2\,b}$.

d) Um die Zahl der Umdrehungen, die die Maschine zum Anlaufen braucht, bis sie die volle Drehzahl erreicht hat, zu ermitteln, hat man den unter b) errechneten Weg durch den Radumfang zu teilen. Es ist dann die Zahl der Gesamtumdrehungen:

$$n_g = \frac{s}{U} = \frac{s}{d \cdot \pi}$$

e) Die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades bei voller Drehzahl läßt sich aus der Gleichung $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ ermitteln.

Lösung: Es ist: $d = 5500 \text{ mm} = 5{,}50 \text{ m}$
$t = 25 \text{ s}$; $n = 240 \text{ U/min}$
$v_a = 0$

a) Umfangsgeschwindigkeit $v_e = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{5{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 240}{60} = 69{,}08 \approx 69{,}1 \text{ m/s}$

b) Weg am Radumfang während des Anfahrens:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{0 + 69{,}1}{2} \cdot 25 = 34{,}55 \cdot 25 = 863{,}75 \approx 864 \text{ m}$$

c) Beschleunigung:

1) nach Gleichung 3):

$$s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2} = 0 \cdot t + \frac{b t^2}{2}$$

$$\frac{b t^2}{2} = s$$

$$b = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \frac{2 \cdot 864}{25^2} = \frac{1728}{625} \approx 2{,}76 \text{ m/s}^2$$

2) nach Gleichung 4):

$$s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2\,b} = \frac{v_e^2 - 0}{2\,b}$$

$$s = \frac{v_e^2}{2\,b}$$

$$b = \frac{v_e^2}{2 \cdot s} = \frac{69{,}1^2}{2 \cdot 864} = \frac{4775}{1728} \approx 2{,}76 \text{ m/s}^2$$

d) Zahl der Umdrehungen während des Anfahrens.

$$n_g = \frac{s}{d \cdot \pi} = \frac{864}{5{,}5 \cdot 3{,}14} = \frac{864}{17{,}27} \approx 50$$

e) Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 240}{30} = \pi \cdot 8 = 3{,}14 \cdot 8 = 25{,}12/\text{s}$$

Es ist:

a) Umfangsgeschwindigkeit bei voller Drehzahl **$v = 69{,}1$ m/s,**

b) Weg eines Punktes auf dem Radumfang während des Anfahrens **$s = 864$ m,**

c) Beschleunigung am Radumfang **$b = 2{,}76$ m/s²,**

d) Zahl der Umdrehungen, die die Maschine zum Anlaufen braucht, **$n_g = 50$ Umdrehungen,**

e) Winkelgeschwindigkeit bei voller Drehzahl **$\omega = 25{,}12$/s.**

11) Rechnungsgang: Der freie Fall der Körper ist eine gleichförmig beschleunigte Bewegung. Sind bei einer solchen Bewegung von den 5 Größen v_a, v_e, s, t und b 3 bekannt, so lassen sich die beiden letzten berechnen. Beim freien Fall ist $v_a = 0$ und die Beschleunigung b gleich der Erdbeschleunigung $g = 9{,}81$ m/s². Da nun außer diesen beiden Werten noch $v_e = 16$ m/s bekannt ist, so kann man den Weg, hier die Fallhöhe h, und die Fallzeit t berechnen.

Die für den freien Fall geltenden Formeln seien hier noch einmal im Zusammenhang wiederholt:

$$1)\ v_e = g \cdot t; \quad 2)\ h = \frac{v_e}{2} \cdot t; \quad 3)\ h = \frac{g \cdot t^2}{2}; \quad 4)\ h = \frac{v_e^2}{2\,g}$$

Aus der letzten Formel ergibt sich durch Umformen: $v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}.$

Zu a): Da v_e und g bekannt sind, läßt sich die Fallhöhe h, die notwendig ist, damit die Kugel die verlangte Endgeschwindigkeit erlangt, aus der Gleichung $h = \frac{v_e^2}{2g}$ errechnen.

Zu b): Die Fallzeit t ergibt sich aus der Gleichung $v_e = g \cdot t$ durch Auflösen der Formel nach t.

Zu c): Die Aufschlaggeschwindigkeit bei halber Fallhöhe findet man, indem man den unter a) ermittelten Wert für h durch 2 teilt und das Ergebnis in die Gleichung $v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$ einsetzt.

Zu d): Um die Kugel auf die Höhe h zu heben, ist die Arbeit $A = G \cdot h$ kgm erforderlich. Dieselbe Arbeit wird beim Herabfallen wieder abgegeben. Das Gewicht der Kugel G ist bekannt, die Höhe h unter a) berechnet.

Lösung: Es ist $G = 500$ kg; $v_a = 0$; $v_e = 16$ m/s; $g = 9{,}81$ m/s²

a) Fallhöhe $h = \frac{v_e^2}{2g} = \frac{16^2}{2 \cdot 9{,}81} = \frac{256}{19{,}62} \approx 13$ m

b) $g \cdot t = v_e$; daraus

Fallzeit $t = \frac{v_e}{g} = \frac{16}{9{,}81} \approx 1{,}63$ s

c) Fallhöhe $h = 13$ m; halbe Fallhöhe $= 6{,}5$ m
Bei dieser Höhe ist die Endgeschwindigkeit

$$v_e = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 6{,}5} = \sqrt{19{,}62 \cdot 6{,}5} = \sqrt{127{,}53} \approx 11{,}3 \text{ m/s}$$

d) Arbeit $A = G \cdot h = 500 \cdot 13 = 6500$ kgm

Die Fallhöhe beträgt **$h = 13$ m**, die Fallzeit **$t = 1{,}63$ s**, die Endgeschwindigkeit bei halber Fallhöhe **$v_e = 11{,}3$ m/s**, die von der Eisenkugel geleistete Arbeit **$A = 6500$ kgm.**

12) Rechnungsgang: Bekannt sind: Fallhöhe $h = 3{,}1$ m, Erdbeschleunigung $g = 9{,}81$ m/s² und Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 0$.

Zu a): Die Endgeschwindigkeit, mit der der Bär auf das Werkstück auftrifft, ergibt sich aus der Formel $v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$.

Zu b): Die Fallzeit läßt sich bestimmen nach der Gleichung $h = \frac{g \cdot t^2}{2}$, indem man diese Gleichung nach t auflöst. Setzt man den unter a) errechneten Wert für t in die Formel $v_e = g \cdot t$ ein, so kann man auch diese Formel benutzen.

Zu c): Da die Zeit, die zum Heben des Bärrs erforderlich ist, gleich der dreifachen Fallzeit ist, dauert ein ganzer Doppelhub (Heben und Fallen) das Vierfache der Fallzeit. Teilt man 1 min = 60 s durch diese so errechnete Zeit (in Sekunden), so erhält man die Anzahl der Schläge in einer Minute.

Lösung: Es ist $h = 3{,}1$ m; $g = 9{,}81$ m/s²; $v_e = 0$

a) Endgeschwindigkeit $v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = \sqrt{60{,}8} = 7{,}797 \approx 7{,}8$ m/s

b) Fallzeit: Aus der Gleichung $h = \frac{g \cdot t^2}{2}$ ergibt sich:

$$t^2 = \frac{2h}{g}$$

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}1}{9{,}81}} = \sqrt{\frac{6{,}2}{9{,}81}} = \sqrt{0{,}632}$$

$$t = 0{,}795 \approx 0{,}8\ \text{s}$$

Oder: $v_2 = g \cdot t$

$$t = \frac{v_2}{g} = \frac{7{,}8}{9{,}81} = 0{,}795 \approx 0{,}8\ \text{s}$$

c) Zeit für einen Doppelhub $= 4 \cdot t = 4 \cdot 0{,}8 = 3{,}2$ s
Anzahl der Schläge in einer Minute

$$n = \frac{60}{3{,}2} = 18{,}8 \approx 19$$

Die Endgeschwindigkeit beträgt $\underline{\underline{v_e = 7{,}8\ \text{m/s}}}$, die Fallzeit $\underline{\underline{t = 0{,}8\ \text{s}}}$; je Minute führt der Hammer **19 Schläge** aus.

13) Rechnungsgang: Bekannt sind: Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 1{,}5$ m/s, Auslaufweg $s = 3{,}8$ m und Endgeschwindigkeit $v_e = 0$.
Für die gleichförmig verzögerte Bewegung gelten folgende Formeln:

1) $v_e = v_a - b \cdot t$; 2) $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$;

3) $s = v_a \cdot t - \frac{b \cdot t^2}{2}$; 4) $s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$

Zu a): Aus den gegebenen Werten läßt sich die Verzögerung b errechnen nach der Formel $s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$. Da $v_e = 0$ ist, wird $s = \frac{v_a^2}{2b}$. Diese Gleichung ist nach b aufzulösen.

Zu b): Die Zeit für die Auslaufbewegung ergibt sich aus der Formel $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$. Da $v_e = 0$ ist, wird $s = \frac{v_a}{2} \cdot t$. Diese Gleichung ist nach t aufzulösen.

Lösung:

a) Verzögerung: Es ist $s = \frac{v_a^2}{2b}$; daraus ergibt sich:

$$b = \frac{v_a^2}{2s} = \frac{1{,}5^2}{2 \cdot 3{,}8} = \frac{2{,}25}{7{,}6} = 0{,}296 \approx 0{,}3\ \text{m/s}^2$$

b) Auslaufzeit: Es ist $s = \frac{v_a}{2} \cdot t$; daraus ergibt sich:

$$t = \frac{2 \cdot s}{v_a} = \frac{2 \cdot 3{,}8}{1{,}5} = \frac{7{,}6}{1{,}5} = 5{,}07 \approx 5{,}1\ \text{s}$$

Die Verzögerung beträgt $\underline{\underline{b = 0{,}3\ \text{m/s}^2}}$, die Auslaufzeit $\underline{\underline{t = 5{,}1\ \text{s}}}$.

14) Rechnungsgang: Bekannt sind:

Durchmesser der Bremsscheibe	$d = 680$ mm
Drehzahl der Bremsscheibe	$n = 180$ U/min
Zeit der verzögerten Bewegung	$t = 5$ s
Endgeschwindigkeit	$v_e = 0$

Zu a): Die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe läßt sich nach der bekannten Formel $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$ berechnen. Da dies die Geschwindigkeit ist, welche die Scheibe zu Beginn der gleichförmig verzögerten Bewegung hat, haben wir den errechneten Wert als Anfangsgeschwindigkeit v_a für die weitere Berechnung einzusetzen.

Zu b): Da nunmehr außer v_e und t auch v_a bekannt ist, läßt sich der Bremsweg auf dem Scheibenumfang s berechnen nach der Gleichung

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t; \text{ da } v_e = 0 \text{ ist, wird}$$

$$s = \frac{v_a}{2} \cdot t.$$

Zu c): Die Anzahl der Umdrehungen während des Abbremsens finden wir, indem wir den unter b) ermittelten Bremsweg s durch den Scheibenumfang $U = d \cdot \pi$ teilen. Es ist also Gesamtzahl der Umdrehungen $n_g = \frac{s}{d \cdot \pi}$.

Zu d): Die Verzögerung am Scheibenumfang ergibt sich am einfachsten aus der Formel $v_e = v_a - b \cdot t$; diese Gleichung ist nach b aufzulösen.

Lösung: Es ist:

$$d = 680 \text{ mm} = 0{,}68 \text{ m}; \; n = 180 \text{ U/min}; \; t = 5 \text{ s}; \; v_e = 0$$

a) Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0{,}68 \cdot \pi \cdot 180}{60} = 0{,}68 \cdot \pi \cdot 3 = 2{,}136 \cdot 3 = 6{,}408 \approx 6{,}4 \text{ m/s}$$

b) Bremsweg: $s = \frac{v_a}{2} \cdot t = \frac{6{,}4}{2} \cdot 5 = 16$ m

c) Gesamtzahl der Umdrehungen während des Abbremsens:

$$n_g = \frac{s}{d \cdot \pi} = \frac{16}{0{,}68 \cdot \pi} = \frac{16}{2{,}136} \approx 7{,}5 \text{ Umdrehungen}$$

d) Verzögerung: Es ist $v_e = v_a - b \cdot t$; daraus ergibt sich:

$$b \cdot t = v_a - v_e$$

$$b = \frac{v_a - 0}{t} = \frac{v_a}{t} = \frac{6{,}4}{5} = 1{,}28 \text{ m/s}^2$$

Es beträgt: die Umfangsgeschwindigkeit der Bremsscheibe $\mathbf{v = 6{,}4}$ **m/s**, der Bremsweg bis zum Stillstand $\mathbf{s = 16}$ **m**, die Gesamtzahl der Umdrehungen während des Abbremsens $\mathbf{n_g = 7{,}5}$ **Umdrehungen** und die Verzögerung am Scheibenumfang $\mathbf{b = 1{,}28}$ **m/s²**.

15) Rechnungsgang: Bekannt sind:

1) für die beschleunigte Fahrt: Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 0$; Beschleunigung $b = 0{,}9\ \text{m/s}^2$ und die Endgeschwindigkeit $v_e = 18\ \text{m/s}$;
2) für die gleichförmige Fahrt: die Geschwindigkeit $v = 18\ \text{m/s}$;
3) für die verzögerte Fahrt: Anfangsgeschwindigkeit $v_a = 18\ \text{m/s}$, die Verzögerung $b = 0{,}6\ \text{m/s}^2$ und die Endgeschwindigkeit $v_e = 0$.

Zu a): Für die beschleunigte Fahrt gilt die Gleichung $v_e = v_a + b \cdot t$. In dieser Gleichung sind bis auf t alle Größen bekannt. Die Gleichung wird nach t aufgelöst.

Zu b): Für die verzögerte Bewegung gilt die Formel $v_e = v_a - b \cdot t$. Daraus kann man t bestimmen

Zu c): Die Wege für die gleichförmig beschleunigte und verzögerte Bewegung lassen sich errechnen aus der Gleichung $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$. v_a und v_e sind in beiden Fällen bekannt, für t sind die unter a) bzw. b) ermittelten Werte einzusetzen. Der Weg für die gleichförmige Fahrt ergibt sich als Differenz, die man erhält, wenn man die Summe der Wege für die beschleunigte und die verzögerte Fahrt von dem Gesamtweg, der Tiefe des Schachtes, abzieht.

Zu d): Bei der gleichförmigen Bewegung ist $s = v \cdot t$; hierin ist v bekannt, s unter c) ermittelt. Die Gleichung ist nach t aufzulösen.

Zu e): Die Gesamtzahl des Hubes erhält man, indem man die unter a), b) und d) ermittelten Zeiten zusammenzählt.

Lösung:

a) Zeit der beschleunigten Fahrt:

Es ist $v_e = v_a + b \cdot t$; daraus

$$b \cdot t = v_e - v_a$$

$$t = \frac{v_e - v_a}{b} = \frac{18 - 0}{0{,}9} = 20\ \text{s}$$

der verzögerten Fahrt:

$v_e = v_a - b \cdot t$; daraus

$$b \cdot t = v_a - v_e$$

$$t = \frac{v_a - v_e}{b} = \frac{18 - 0}{0{,}6} = 30\ \text{s}$$

c) Weg für die beschleunigte Fahrt:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{0 + 18}{2} \cdot 20 = 180\ \text{m}$$

Weg für die verzögerte Fahrt:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{18 + 0}{2} \cdot 30 = 270\ \text{m}$$

Weg für die gleichförmige Fahrt:

$$s = 810 - (180 + 270) = 810 - 450 = 360\ \text{m}$$

d) Zeit für die gleichförmige Fahrt:

Es ist $s = v \cdot t$; daraus

$$t = \frac{s}{v} = \frac{360}{18} = 20\ \text{s}$$

e) Gesamtzeit: $t_g = 20 + 30 + 20 = 70\ \text{s}$

Die beschleunigte Fahrt dauert **20 s**, die verzögerte **30 s**; bei der beschleunigten Bewegung sind **180 m**, bei der verzögerten sind **270 m** und bei der gleichförmigen Fahrt sind **360 m** zurückgelegt. Die gleichförmige Fahrt dauert **20 s**, der ganze Hub dauert **70 s**.

16) Rechnungsgang: Bekannt sind der Hub der Pumpe $s = 750$ mm und die zulässige mittlere Kolbengeschwindigkeit $v_m = 1,4$ m/s. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist:

$$v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \text{ [m/s]}$$

Um die zu der gegebenen mittleren Kolbengeschwindigkeit gehörende Drehzahl zu berechnen, hat man die Gleichung nach n aufzulösen. Der Hub s ist dabei in m einzusetzen.

Lösung: Es ist $s = 750 \text{ mm} = 0,75 \text{ m}$;

$$v_m = 1,4 \text{ m/s}$$

$$v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}, \text{ daraus}$$

$$n = \frac{60 \cdot v_m}{2 \cdot s} = \frac{60 \cdot 1,4}{2 \cdot 0,75} = 56 \text{ U/min}$$

Die Drehzahl der Kurbel darf höchstens $\mathbf{n = 56}$ **U/min** betragen.

17) Rechnungsgang: Bekannt sind: Normalkraft N, Schieberhub s, Drehzahl n und Reibungszahl μ.

Zu a): Der Reibungswiderstand W ergibt sich aus der Beziehung $W = \mu \cdot N$.

Zu b): Die Leistung, die für die Bewegung des Schiebers erforderlich ist, ergibt sich nach der bekannten allgemeinen Leistungsformel $N = \frac{P \cdot s}{75 \cdot t}$ [PS].

In diese Gleichung ist für P der unter a) ermittelte Reibungswiderstand W einzusetzen. Der in der Formel auftretende Wert $\frac{s}{t}$ ist die mittlere Geschwindigkeit des Schiebers, die wir mit v_m bezeichnen. Damit wird für unseren Fall $N = \frac{W \cdot v_m}{75}$ [PS]. Die mittlere Schiebergeschwindigkeit v_m ergibt sich wie die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu $v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \frac{s \cdot n}{30}$. Damit wird $N = \frac{W \cdot s \cdot n}{75 \cdot 30}$.

Lösung: Es ist $N = 2000 \text{ kg}$; $s = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$,

$n = 150 \text{ U/min}$; $\mu = 0,09$

a) Reibungswiderstand $W = \mu \cdot N = 0,09 \cdot 2000$

$W = 180 \text{ kg}$

b) Leistungsverlust $N = \frac{W \cdot s \cdot n}{75 \cdot 30} = \frac{180 \cdot 0,12 \cdot 150}{75 \cdot 30}$

$N = 1,44 \text{ PS}$

Der Reibungswiderstand beträgt **$W = 180$ kg**, die Verlustleistung für die Bewegung des Schiebers **$N = 1{,}44$ PS**.

18) Rechnungsgang: Um den Reibungsverlust zu berechnen, haben wir zunächst den Reibungswiderstand W zu ermitteln. Dieser ergibt sich aus der gegebenen Normalkraft $N = 480$ kg und der Reibungszahl μ zu $N \cdot \mu$.

Die Reibungsarbeit bei einer Umdrehung ist gleich Reibungswiderstand mal Kreuzkopfweg (gleich dem doppelten Hub, da der Kreuzkopf bei jeder Umdrehung den doppelten Hubweg durchläuft). Bei n Umdrehungen ist also die Reibungsarbeit n mal so groß, also gleich $N \cdot \mu \cdot 2 \cdot s \cdot n$. Die Verlustleistung oder Reibungsarbeit in einer Sekunde ist gleich dem 60. Teil davon in kgm/s. Will man den Reibungsverlust, den wir N_v nennen, in PS ausdrücken, so hat man noch durch 75 zu teilen. Es wird damit

$$N_v = \frac{N \cdot \mu \cdot 2 \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75}.$$

Lösung: Es ist

Normalkraft $N = 480$ kg

Kolbenhub $s = 600 \text{ mm} = 0{,}6$ m

Drehzahl $n = 120$ U/min

Reibungszahl $\mu = 0{,}09$

Reibungsverlust $N_v = \frac{N \cdot \mu \cdot 2 \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75}$

$$= \frac{480 \cdot 0{,}09 \cdot 2 \cdot 0{,}6 \cdot 120}{60 \cdot 75} \approx 1{,}38 \text{ PS}$$

Der Reibungsverlust am Kreuzkopf beträgt **$N_v = 1{,}38$ PS**.

19) Rechnungsgang: Bekannt sind Zapfenkraft P, Reibungszahl μ, Zapfendurchmesser d und Umfangsgeschwindigkeit v.

Zu a): Der Reibungswiderstand W ergibt sich aus der Gleichung $W = \mu \cdot P$.

Zu b): Das Reibungsmoment ist gleich dem Produkt aus Reibungswiderstand W und Zapfenhalbmesser r. Der Zapfenhalbmesser ist in m einzusetzen.

Zu c): Die zur Überwindung der Zapfenreibung aufzuwendende Leistung oder die Verlustleistung ergibt sich aus der Gleichung:

$$N_v = \frac{P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60}$$

In dieser Gleichung sind alle Werte der rechten Seite bis auf n bekannt. Da aber der Zapfendurchmesser d und die Umfangsgeschwindigkeit v gegeben sind, läßt sich n aus der Formel für die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$$

bestimmen, indem man diese Gleichung nach n auflöst.

Lösung: Es ist

Zapfenkraft	$P = 5000$ kg
Reibungszahl	$\mu = 0{,}04$
Zapfendurchmesser	$d = 200$ mm $= 0{,}20$ m
Zapfenhalbmesser	$r = 100$ mm $= 0{,}10$ m
Umfangsgeschwindigkeit	$v = 2{,}5$ m/s

a) Reibungswiderstand $W = \mu \cdot P = 0{,}04 \cdot 5000 = 200$ kg

b) Reibungsmoment $M_R = W \cdot r = 200 \cdot 0{,}1 = 20$ kgm

c) Leistungsverlust $N_v = \dfrac{P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60}$

$$= \frac{W \cdot d \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60}$$

Nun ist $v = \dfrac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$; daraus

$n = \dfrac{60 \cdot v}{d \cdot \pi}$; diesen Wert für n

in die obige Gleichung eingesetzt, ergibt:

$$N_v = \frac{W \cdot d \cdot \pi \cdot 60 \cdot v}{75 \cdot 60 \cdot d \cdot \pi} = \frac{W \cdot v}{75}$$

$$N_v = \frac{200 \cdot 2{,}5}{75} \approx 6{,}7 \text{ PS}$$

Es ist der Reibungswiderstand am Zapfenumfang $\underline{\underline{W = 200 \text{ kg}}}$, das Reibungsmoment $\underline{\underline{M_R = 20 \text{ kgm}}}$, die zur Überwindung der Zapfenreibung aufzuwendende Leistung $\underline{\underline{N_v = 6{,}7 \text{ PS}}}$.

20) Rechnungsgang: Von der Turbine sind bekannt: Leistung N, Drehzahl n, Zapfenkraft P, Zapfendurchmesser und der Leistungsverlust in % (bezogen auf die Turbinenleistung).

Zu a): Die Verlustleistung in PS ergibt sich dadurch, daß man die Leistung N mit dem für den Leistungsverlust in % gegebenen Wert malnimmt und durch 100 teilt.

Zu b): Der Reibungswiderstand ergibt sich aus der Gleichung:

$$N_v = \frac{P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ [PS]}$$

Da $P \cdot \mu = W$ und $2r = d$ ist, kann man auch schreiben:

$$N_v = \frac{W \cdot d \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ [PS]}$$

Da d und n gegeben und N_v unter a) errechnet ist, läßt sich W aus der Gleichung durch Auflösung nach W ermitteln.

Zu c): Die Zapfenreibungszahl μ ergibt sich aus der Beziehung $W = \mu \cdot P$. Hierin ist P gegeben und W unter b) bestimmt.

Lösung: Es ist

Leistung	$N = 6000$ PS
Drehzahl	$n = 1500$ U/min
Zapfenkraft	$P = 4700$ kg
Zapfendurchmesser	$d = 180$ mm $= 0{,}18$ m
Leistungsverlust	$= 0{,}4\%$ der Turbinenleistung

a) Leistungsverlust $N_v = \frac{0{,}4 \cdot N}{100} = \frac{0{,}4 \cdot 6000}{100} = 24$ PS

b) Reibungswiderstand W aus der Gleichung:

$$N_v = \frac{W \cdot d \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60}$$

Daraus:

$$W = \frac{N_v \cdot 75 \cdot 60}{d \cdot \pi \cdot n} = \frac{24 \cdot 75 \cdot 60}{0{,}18 \cdot \pi \cdot 1500}$$

$$W \approx 127 \text{ kg}$$

c) Aus $W = \mu \cdot P$ folgt:

$$\mu = \frac{W}{P} = \frac{127}{4700} = 0{,}027$$

Es beträgt: die Verlustleistung $N_v =$ **24 PS,**

der Reibungswiderstand $W =$ **127 kg,**

die Reibungszahl $\mu =$ **0,027.**

21) Rechnungsgang: Der ursprüngliche Zustand 1 der Luft (vor der Verdichtung) ist gekennzeichnet durch die Größen $p_u = 0{,}1$ atu, $t_1 = 17°$ und $V_1 = 11$ m³. Von dem Zustand 2 (nach der Verdichtung) kennen wir den Druck $p_ü = 9$ atü und die Temperatur $t_2 = t_1 = 17°$. Gesucht ist der Rauminhalt nach der Verdichtung V_2. Da es sich um eine Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur handelt, gilt das Gesetz von Boyle-Mariotte. Es ist also $P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$. Daraus läßt sich V_2 berechnen. Es ist $V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{P_2}$. Für $\frac{P_1}{P_2}$ kann man $\frac{p_1}{p_2}$ einsetzen.

Nun ist p_u als Unterdruck und $p_ü$ als Überdruck gegeben. Beide Drücke sind in die absoluten Drücke umzuwandeln. Für den Zustand 1 gilt: $p_1 = b - p_u$ und für den Zustand 2 gilt: $p_2 = b + p_ü$. Da der Luftdruck in mm QS gegeben ist, hat man ihn in kg/cm² umzurechnen nach der Beziehung: $b = \frac{h}{735{,}5}$ kg/cm². Die so gefundenen Werte für p_1 und p_2 hat man in die Gleichung $V_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{p_2}$ einzusetzen.

Lösung: Es ist: $h = 710$ mm QS; $b = \frac{h}{735{,}5} = \frac{710}{735{,}5} = 0{,}965$

$$p_1 = b - p_u = 0{,}965 - 0{,}1 = 0{,}865 \text{ ata}$$
$$p_2 = b + p_ü = 0{,}965 + 9{,}0 = 9{,}965 \text{ ata}$$
$$V_1 = 11 \text{ m}^3$$
$$V_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{p_2} = \frac{0{,}865 \cdot 11}{9{,}965} \approx 0{,}955 \text{ m}^3$$

Der Rauminhalt der Luft nach der Verdichtung beträgt $\underline{\underline{V_2 = 0{,}955 \text{ m}^3}}$.

22) Rechnungsgang: Bei der Verdichtung der Luft erfolgt eine Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur. Es ist also nach dem Gesetz von Boyle-Mariotte $P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$. Die Gleichung muß nach P_2 aufgelöst werden. Bekannt sind $V_1 = 0{,}4$ m³ und $V_2 = 0{,}25$ m³. P_1 müssen wir uns aus dem gegebenen Überdruck $p_ü = 2$ atü und dem Barometerstand von $h = 810$ mm QS errechnen. Es ist der absolute Druck $p_1 = b + p_ü$; hierin ist $b = \frac{h}{735{,}5}$. Um den in die Gleichung einzusetzenden Druck P_1 zu erhalten, hat man den ermittelten absoluten Druck p_1 mit 10000 malzunehmen. Dann ergibt sich P_2 als absoluter Druck in kg/m². Um p_2 in kg/cm² zu erhalten, hat man P_2 durch 10000 zu teilen. Da das Manometer den Überdruck anzeigt, hat man den errechneten absoluten Druck p_2 in den Überdruck bei dem gegebenen Barometerstand von 810 mm QS umzurechnen. Da $p_2 = b + p_ü$ ist, so ist $p_ü = p_2 - b$. Dies ist der gesuchte, am Manometer abgelesene Druck $p_ü$.

Lösung: $V_1 = 0{,}4$ m³; $V_2 = 0{,}25$ m³;
$h = 810$ mm QS; $p_ü = 2$ atü

Barometerstand $b = \frac{h}{735{,}5} = \frac{810}{735{,}5} \approx 1{,}1$ ata

Absoluter Druck: $p_1 = b + p_ü = 1{,}1 + 2 = 3{,}1$ ata

Absoluter Druck: $P_1 = 10000 \cdot 3{,}1 = 31000$ kg/m²

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$$

Absoluter Druck: $P_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{V_2} = \frac{31000 \cdot 0{,}4}{0{,}25} = 49600$ kg/m²

Absoluter Druck: $p_2 = 4{,}96$ ata

Überdruck: $p_ü = 4{,}96 - 1{,}1 = 3{,}86$ atü

Das Manometer zeigt einen Druck von $\underline{\underline{3{,}86 \text{ atü}}}$ an.

23) Rechnungsgang: Der Rauminhalt des von dem Motor je PSh verbrauchten Gases ist bei der Temperatur $t_1 = 0°$ und dem Luftdruck $h_1 = 760$ mm QS mit $V_1 = 0{,}525$ m³ bekannt. Bei der Temperatur $t_2 = 20°$ und dem Luftdruck $h_2 = 730$ mm QS hat dieselbe Gewichtsmenge Gas, die zur Erzeugung derselben Arbeit von 1 PSh erforderlich ist, ein anderes Volumen V_2; denn da sich zwei Zustandsgrößen des Gases geändert haben, muß sich auch die dritte ändern. Da die drei Zustandsgrößen des Zustandes 1 sowie 2 Zustandsgrößen des Zustandes 2 bekannt sind, ergibt sich V_2 aus

der allgemeinen Zustandsgleichung der Gase. Diese lautet für eine beliebige Gasmenge von G kg:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

Diese Formel ist nach V_2 aufzulösen.

Lösung: Es ist $h_1 = 760$ mm QS

$t_1 = 0°$; $T_1 = 0 + 273 = 273°$ abs

$V_1 = 0{,}525$ m³

$h_2 = 730$ mm QS

$t_2 = 20°$; $T_2 = 20 + 273 = 293°$ abs

Aus der Gleichung $\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$

ergibt sich $$V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1}.$$

Da man für das Verhältnis $\frac{P_1}{P_2}$ auch $\frac{h_1}{h_2}$ setzen kann, wird

$$V_2 = \frac{h_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{h_2 \cdot T_1} = \frac{760 \cdot 0{,}525 \cdot 293}{730 \cdot 273} \approx 0{,}587 \text{ m}^3.$$

Der Gasverbrauch des Motors darf bei 20° und 730 mm QS höchstens **0,587 m³/PSh** betragen.

24) Rechnungsgang: Das unter einem Druck von $p_1 = 140$ atü $= 141$ ata stehende Gas dehnt sich von dem Volumen $V_1 = 150\,l = 0{,}15$ m³ aus auf einen Rauminhalt $V_2 = 150 + 20 = 170\,l = 0{,}17$ m³. Bei dieser Ausdehnung verringert sich der Druck und ist zum Schluß in beiden Flaschen gleich groß. Bei der Zustandsänderung ist die Anfangstemperatur gleich der Endtemperatur einzusetzen, da der Druck nach dem Temperaturausgleich bestimmt werden soll. Es gilt also das Gesetz von Boyle-Mariotte. Demzufolge ist $\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}$. Da V_1, V_2 und p_1 bekannt sind, ergibt sich p_2 durch Auflösen der Gleichung nach p_2.

Um das Gewicht des Sauerstoffs der kleinen Flasche zu bestimmen, hat man die allgemeine Zustandsgleichung der Gase anzuwenden. Diese lautet für G kg Gas: $P \cdot V = G \cdot R \cdot T$. Hierin hat man für P den errechneten Druck P in kg/m² einzusetzen. Für V ist der Rauminhalt der kleinen Flasche zu 0,02 m³ einzusetzen. T ergibt sich aus der Temperatur $t = 20°$ zu $273 + 20°$ abs. R ist die Gaskonstante, die sich aus der Tabelle S. 121 ergibt. Die Gleichung ist nach G aufzulösen.

Lösung: Es ist $V_1 = 150\,l = 0{,}15$ m³,

$p_1 = 140$ atü $= 141$ ata

$V_2 = 150 + 20 = 170\,l = 0{,}17$ m³

$t = 20°$; $T = 20 + 273 = 293°$ abs

$R = 26{,}50$

a) Es ist $\frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2}$; daraus

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{V_2} = \frac{141 \cdot 0{,}15}{0{,}17} = 124{,}4 \text{ ata} = 123{,}4 \text{ atü}$$

b) $P \cdot V = G \cdot R \cdot T$; daraus

$$G = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{124{,}4 \cdot 10000 \cdot 0{,}02}{26{,}50 \cdot 293} = 3{,}2 \text{ kg}$$

In der Flasche tritt ein Druck von **123,4 atü** ein. In die kleine Flasche sind **3,2 kg** Sauerstoff eingefüllt worden.

25) Rechnungsgang: Durch die Temperaturerhöhung des Gases wird auch der Druck in der Flasche vergrößert. Der Rauminhalt bleibt jedoch gleich; daher haben wir eine Zustandsänderung bei gleichbleibendem Druck vor uns. Hierbei verhalten sich die Drucke wie die absoluten Temperaturen. Es ist also $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$. Da p_1, T_1 und T_2 bekannt sind, läßt sich p_2 bestimmen. Die Gleichung ist nach p_2 aufzulösen.

Lösung: Es ist $p_1 = 50$ atü $= 51$ ata

$t_1 = 5°$; $T_1 = 5 + 273 = 278°$ abs

$t_2 = 85°$; $T_2 = 85 + 273 = 358°$ abs

$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$; daraus

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot T_2}{T_1} = \frac{51 \cdot 358}{278} \approx 65{,}7 \text{ ata} = 64{,}7 \text{ atü}$$

In der Flasche stellt sich ein Überdruck von **64,7 atü** ein.

26) Rechnungsgang: Bekannt sind Spannung U und Widerstand R. Die Stromstärke I läßt sich nach dem Ohmschen Gesetz ermitteln.

Es ist $I = \frac{U}{R}$

Lösung: Spannung $U = 220$ V

Widerstand $R = 330\ \Omega$

$$I = \frac{U}{R} = \frac{220}{330} \approx 0{,}67 \text{ A}$$

Die Stromstärke beträgt **0,67 A.**

27) Rechnungsgang: Der Widerstand eines Leiters beträgt

$$R = \frac{\varrho \cdot l}{F}$$

Für unseren vorliegenden Fall sind bekannt:
Widerstand R, spezifischer Widerstand ϱ und Durchmesser des Drahtes d.

Aus d läßt sich der Querschnitt des Drahtes bestimmen. Es ist $F = \frac{d^2 \pi}{4}$;
d ist in mm einzusetzen, dann erhält man F in mm². Die Länge l erhält man durch Auflösen der Gleichung in m.

Lösung: Es ist

spezifischer Widerstand $\varrho = 0{,}3$,
Widerstand $R = 24\ \Omega$,
Durchmesser $d = 2$ mm; daraus

$$F = \frac{d^2\pi}{4} = \frac{2^2\pi}{4} = \frac{4 \cdot \pi}{4} = 3{,}14\ \text{mm}^2$$

$$R = \frac{\varrho \cdot l}{F}\text{; daraus}$$

$$l = \frac{R \cdot F}{\varrho} = \frac{24 \cdot 3{,}14}{0{,}3} = 251{,}2\ \text{m}$$

Zur Herstellung des Widerstandes sind **251,2 m** Nickelindraht erforderlich.

28) **Rechnungsgang:** Die Leistung des elektrischen Stromes ist gleich Spannung mal Stromstärke in W. Es ist:

$$N = U \cdot I$$

Da N und U bekannt sind, berechnet man die Stromstärke durch Auflösen der Gleichung nach I. Dabei ist zu berücksichtigen, daß die Leistung in kW gegeben ist. Durch Malnehmen mit 1000 erhält man die Leistung in W.

Lösung: Es ist Leistung $N = 3$ kW $= 3000$ W

Spannung $U = 220$ V

$N = U \cdot I$; daraus

$$I = \frac{N}{U} = \frac{3000}{220} \approx 13{,}6\ \text{A}$$

Dem Netz wird eine Stromstärke von **13,6 A** entnommen.

29) **Rechnungsgang:** Leistung ist die in der Zeiteinheit verrichtete Arbeit.

Es ist also: $N = \frac{A}{t}$. Daraus ergibt sich

$$A = N \cdot t$$

Die Leistung N und die Zeit t sind bekannt. Will man die elektrische Arbeit in kWh errechnen, so hat man die Leistung in kW und die Zeit in Stunden einzusetzen.

Lösung: Es ist:

Leistung $N = 750\ \text{W} = \frac{750}{1000} = 0{,}75$ kW

Zeit $t = 11$ h

$$A = N \cdot t = 0{,}75 \cdot 11 = 8{,}25\ \text{kWh}$$

Es werden **8,25 kWh** verbraucht.

Stichwortverzeichnis

Die römischen Ziffern geben den betreffenden Teil, die arabischen Zahlen die Seitenzahl an

Bücher für die Weiterbildung

Arbeitsgemeinschaften und Kameraden, die ihre in den Soldatenbriefen erworbenen Kenntnisse vertiefen und erweitern wollen, werden außer den im 1. und 2. Teil genannten Werken folgende Lehrbücher empfohlen:

Fachkunde für Maschinenbauer und verwandte Berufe von H. Baltruschat. Verlag Du Mont-Schauberg, Köln.

Teil I: 88 bis 93. Tausend. 1937. 165 Seiten. RM. 2,40.

Teil II: 72. bis 76. Tausend. 1939. 125 Seiten. RM. 2,—.

Teil III: 38. bis 51. Tausend. 1938. 117 Seiten. RM. 2,—.

Teil IV: 1. bis 6. Tausend. 1929. 150 Seiten. RM. 2,—.

Montage und Reparatur von Transmissionsanlagen und Dampfkesseln von E. Mayer-Sidd. Verlag Voigt, Leipzig, 1936. 216 Seiten. RM. 5,70.

Landwirtschaftliche Maschinen von G. Fischer und G. Voltz. Verlag Leiner, Leipzig. 2. Auflage. 1937. 91 Seiten. RM. 2,50.

Fachkunde für Kraftfahrzeugschlosser und -handwerker von Dr. H. Döhl. Verlag B. G. Teubner, Leipzig 1941.

Teil I: Ausbau der Teile, Pflege des Wagens, Arbeiten am Motor. 128 Seiten. RM. 2,40.

Teil II: Arbeiten an der Kraftübertragung, dem Fahrgestell und an der elektrischen Ausrüstung. Etwa 120 Seiten. RM. 2,80.

Fachkunde für Gas- und Wasserinstallateure von M. Eisenbrandt und F. Fischer. Verlag B. G. Teubner, Leipzig.

Teil I: Werkstoff und Arbeitskunde. 3. Auflage. 1941. 75 Seiten. RM. 1,80.

Teil II: Gasinstallation. 2. Auflage 1937. 95 Seiten. RM. 2,—.

Teil III: Wasserinstallation und Entwässerung. 3. Auflage 1941. 94 Seiten. RM. 2,—.

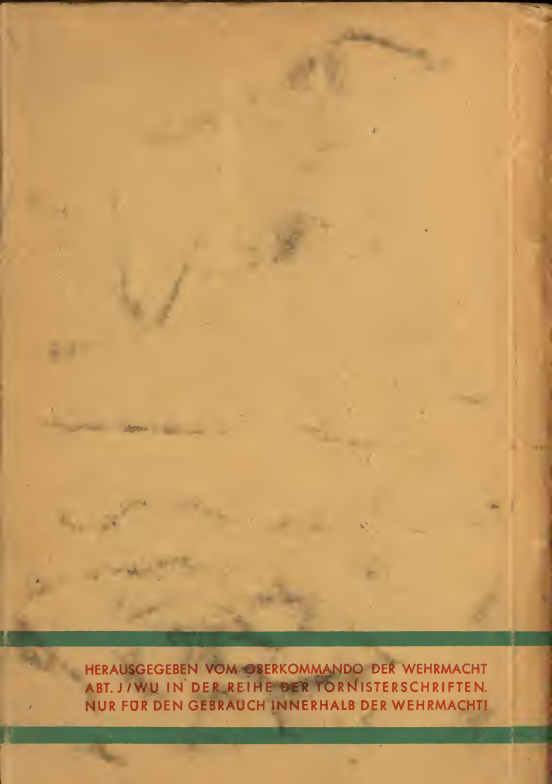
NOTIZEN

Druck: Bibliographisches Institut AG. in Leipzig

NOTIZEN

NOTIZEN




HERAUSGEGEBEN VOM OBERKOMMANDO DER WEHRMACHT
ABT. J/WU IN DER REIHE DER TORNISTERSCHRIFTEN.
NUR FÜR DEN GEBRAUCH INNERHALB DER WEHRMACHT!